



**Уральский
федеральный
университет**

имени первого Президента
России Б.Н.Ельцина

**Уральский
энергетический
институт**

А. В. КИСТОЙЧЕВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ГТУ

Учебное пособие

Министерство образования и науки Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

А. В. Кистойчев

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА
ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ГТУ**

*Рекомендовано методическим советом УрФУ
в качестве **учебного пособия** для студентов,
обучающихся по направлению подготовки
141100 – Энергетическое машиностроение*

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2014

УДК 621.438:62-226.1 (075.8)
ББК 31.363-02я73
К44

Рецензенты:

А. Н. Михайлов, главный конструктор ОАО «Уралтурбо»;

В. Ю. Чан-фун-тен, технический директор ЗАО «Уральский завод гражданской авиации»

Научный редактор – канд. техн. наук, доц. О. В. Комаров

Кистойчев, А. В.

К44 Проектирование лопаточного аппарата осевых компрессоров ГТУ : учебное пособие / А. В. Кистойчев. – Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2014. – 120 с.

ISBN 978-5-7996-1102-6

В пособии изложены основы теории работы ступени осевого компрессора, рассмотрены особенности совместной работы ступеней осевого компрессора, вопросы регулирования осевых компрессоров и их работы на переменных режимах, а также приводятся основы аэродинамического проектирования компрессоров.

Библиогр.: 11 назв. Рис. 57. Табл. 2.

УДК 621.438:62-226.1 (075.8)
ББК 31.363-2я73

ISBN 978-5-7996-1102-6

© Уральский федеральный
университет, 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ГАЗОВОГО ПОТОКА В ЛОПАТОЧНЫХ МАШИНАХ	7
1.1. УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ	7
1.2. УРАВНЕНИЕ СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ	8
1.3. УРАВНЕНИЕ ПЕРВОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ	9
1.4. ОБОБЩЕННОЕ УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ	10
ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ.....	12
2. ТЕОРИЯ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА	13
2.1. РАБОТА СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА	13
2.1.1. Кинематические параметры.....	14
2.1.2. Основные термодинамические параметры ступени осевого компрессора.....	19
2.1.3. Геометрические параметры ступени.....	23
2.2. СТУПЕНИ С РАЗЛИЧНОЙ СТЕПЕНЬЮ РЕАКТИВНОСТИ	28
2.3. УСИЛИЯ НА ЛОПАТКАХ И РАБОТА ВРАЩЕНИЯ КОЛЕСА СТУПЕНИ	30
2.4. УСЛОВИЯ РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТАРНЫХ СТУПЕНЕЙ, РАСПОЛОЖЕННЫХ НА РАЗНЫХ РАДИУСАХ	33
2.4.1. Ступень осевого компрессора с постоянной циркуляцией.....	37
2.4.2. Ступень с постоянной реактивностью.....	41
2.5. ОСНОВЫ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА	43
2.6. ПОТЕРИ В ЛОПАТОЧНОМ ВЕНЦЕ	45
2.7. НАЗНАЧЕНИЕ, ОСОБЕННОСТИ И РАБОТА СВЕРХ- И ТРАНСЗВУКОВЫХ СТУПЕНЕЙ	52
ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ.....	58
3. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ	59
3.1. СВЯЗЬ МЕЖДУ ПАРАМЕТРАМИ СТУПЕНИ И КОМПРЕССОРА..	59
3.2. ФОРМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И ИЗМЕНЕНИЕ ОСЕВОЙ СКОРОСТИ ПО ТРАКТУ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА	61
3.3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТЫ СЖАТИЯ ПО СТУПЕНЯМ КОМПРЕССОРА	64
ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ.....	67

4. ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ	68
4.1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОЛУЧЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА	68
4.2. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ К ТЕЧЕНИЮ ГАЗА В КОМПРЕССОРЕ	72
4.3. ПРИВЕДЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА	73
4.4. СРЫВНЫЕ И НЕУСТОЙЧИВЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА	75
4.5. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА СТУПЕНЕЙ НЕРЕГУЛИРУЕМОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА	78
4.6. СРЫВНЫЕ И НЕУСТОЙЧИВЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ	82
4.7. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ ПОМПАЖА	87
4.8. РЕГУЛИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРОВ	89
4.8.1. Перепуск воздуха	90
4.8.2. Применение поворотных направляющих лопаток	93
4.8.3. Применение многокаскадных осевых компрессоров	97
4.9. РАБОТА КОМПРЕССОРА ПРИ ВПРЫСКЕ ОБЕССОЛЕННОЙ ВОДЫ В ПРОТОЧНУЮ ЧАСТЬ	100
Вопросы для самопроверки	101
5. МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОМПРЕССОРОВ	102
5.1. МЕТОД ПОЛНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ	104
5.2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРА НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ	107
5.2.1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ПАРАМЕТРАМ НА СРЕДНЕМ ДИАМЕТРЕ	108
5.2.2. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРА	112
5.2.3. РАСЧЕТ НА БАЗЕ ОСЕСИММЕТРИЧНОЙ МОДЕЛИ (ДВУМЕРНЫЙ РАСЧЕТ)	113
5.2.4. 3D-РАСЧЕТ ВЯЗКОГО ТЕЧЕНИЯ В ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦАХ	116
5.2.5. ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ	117
Вопросы для самопроверки	118
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	119

ВВЕДЕНИЕ

Компрессор (от лат. *compressio* – сжатие) – это энергетическая машина, предназначенная для сжатия газов (паров) и перемещения их из области низкого в область высокого давления. Основной задачей компрессора является подача заданного количества газа с требуемым давлением в течение продолжительного времени с наименьшей затратой энергии.

Компрессоры получили широкое распространение в различных технологических процессах, таких как:

- вентиляция;
- охлаждение элементов машин и теплоносителей (аппараты воздушного охлаждения газа или масла);
- транспорт природного газа;
- технологические процессы;
- сжатие рабочего тела в тепловых двигателях (часть ГТУ и ГТД, турбонаддув в двигателях внутреннего сгорания).

По конструктивной схеме и принципу действия все компрессоры можно условно разделить на объемные (поршневые, винтовые и шестеренчатые компрессоры) и динамические (турбокомпрессоры и компрессоры струйные).

Если в компрессорах объемного действия повышение давления происходит за счет непосредственного изменения объема, то в компрессорах динамического действия повышение давления производится за счет изменения скорости потока.

Основными типами компрессоров газотурбинных двигателей являются динамические компрессоры, которые могут иметь разное конструктивное исполнение (рис. 1).

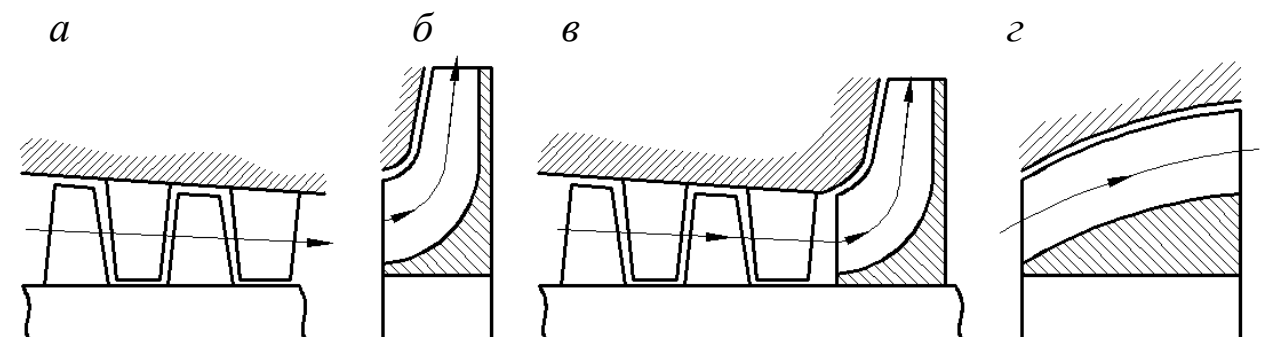


Рис. 1. Типы конструктивного исполнения турбокомпрессоров, применяемых в ГТУ (ГТД): *а* – осевой, *б* – центробежный, *в* – осецентробежный, *г* – диагональный

Компрессор – это важнейшая часть ГТУ (ГТД), степень аэродинамического и конструктивного совершенства которой в значительной мере определяет мощность (тягу), экономичность, габаритные размеры, массу, надежность и ресурс двигателя.

Поэтому к компрессорам ГТУ (ГТД) предъявляются очень жесткие требования, которые включают в себя:

- обеспечение заданных технических требований к надежности, ресурсу, живучести и безопасности, производственной и эксплуатационной технологичности, экологическим характеристикам, экономическим показателям;
- обеспечение заданного расхода рабочего тела;
- обеспечение заданной степени повышения давления;
- обеспечение устойчивой, т. е. без помпажа и пульсаций, работы в широком диапазоне частоты вращения ротора.

В настоящее время в современных мощных газовых турбинах применяются исключительно осевые компрессоры, что обусловлено их следующими достоинствами:

- относительно небольшие массогабаритные характеристики;
- отсутствие возвратно-поступательного движения;
- равномерная подача рабочего тела;
- отсутствие загрязнения рабочего тела (например, в винтовых компрессорах в цикл подается масло для отведения тепла и смазки винтов);
- возможность получить относительно высокие расходы (400...500 кг/с и более);
- относительно высокий КПД (80...90 %);
- простое соединение с газовой турбиной.

Вместе с тем у осевых турбокомпрессоров есть и недостатки:

- сложность получения малорасходных компрессоров;
- относительно узкий диапазон устойчивой работы;
- многоступенчатость, а отсюда сравнительная сложность их конструкции и значительная длина.

В настоящем учебном пособии рассматриваются именно осевые турбокомпрессоры, как наиболее распространенные в конструкциях современных ГТУ и ГТД различной мощности и назначения.

1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ГАЗОВОГО ПОТОКА В ЛОПАТОЧНЫХ МАШИНАХ

Теория лопаточных машин базируется на основных уравнениях движения газа: уравнении неразрывности, уравнении сохранения энергии, уравнении первого закона термодинамики, уравнении Бернулли и уравнениях Эйлера. Эти уравнения рассматриваются в курсе термодинамики. Здесь остановимся лишь на тех особенностях этих уравнений, которые связаны с их использованием в расчетах лопаточных машин. Уравнение Эйлера о количестве движения применительно к ступени компрессора будет рассмотрено в разделе 2.3.

1.1. УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ

Уравнение неразрывности в случае установившегося течения формулируется следующим образом: секундный массовый расход газа через любое поперечное сечение элементарной струйки при установившемся течении сохраняется постоянным (см. рис. 1.1).

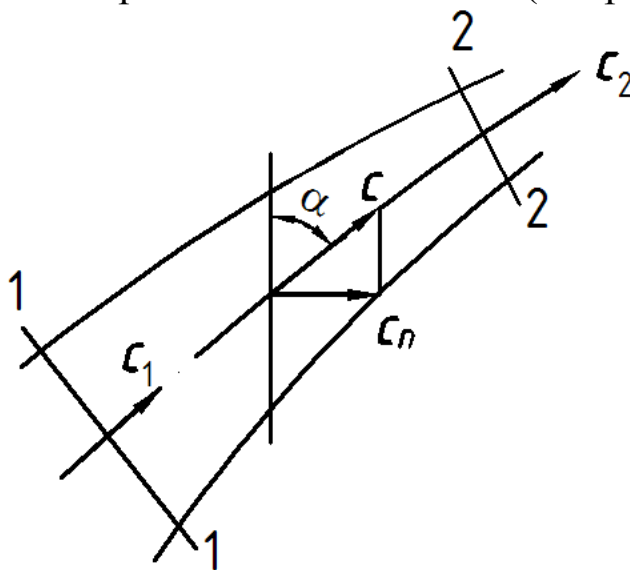


Рис. 1.1. К выводу уравнения неразрывности

Если в рассматриваемых сечениях элемента двигателя поток является равномерным или рассматриваются осредненные параметры газового потока в этих сечениях, то уравнение неразрывности с равным основанием может быть записано и для всего потока. В частности, для сечений, нормальных к оси потока:

$$G = \rho_1 c_1 F_1 = \rho_2 c_2 F_2. \quad (1.1)$$

В общем случае, когда выбранное сечение не перпендикулярно к оси струйки, а составляет с ней некий угол α , нужно рассматривать

нормальную составляющую скорости в этом сечении $c_n = c \sin \alpha$ (т. е. в применении к теории ступени турбомашин – осевую составляющую скорости c_a), а уравнение неразрывности записывается в виде:

$$G = \rho_1 c_{1a} F_1 = \rho_2 c_{2a} F_2. \quad (1.2)$$

1.2. УРАВНЕНИЕ СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ

Уравнение сохранения энергии может быть сформулировано следующим образом: полная энергия газового потока на выходе E_2 из рассматриваемого элемента (рис. 1.2) больше (или меньше) полной его энергии на входе E_1 на величину энергии, подведенной (или отведенной) между рассматриваемыми сечениями $E_{\text{внеш}}$:

$$E_1 + E_{\text{внеш}} = E_2.$$

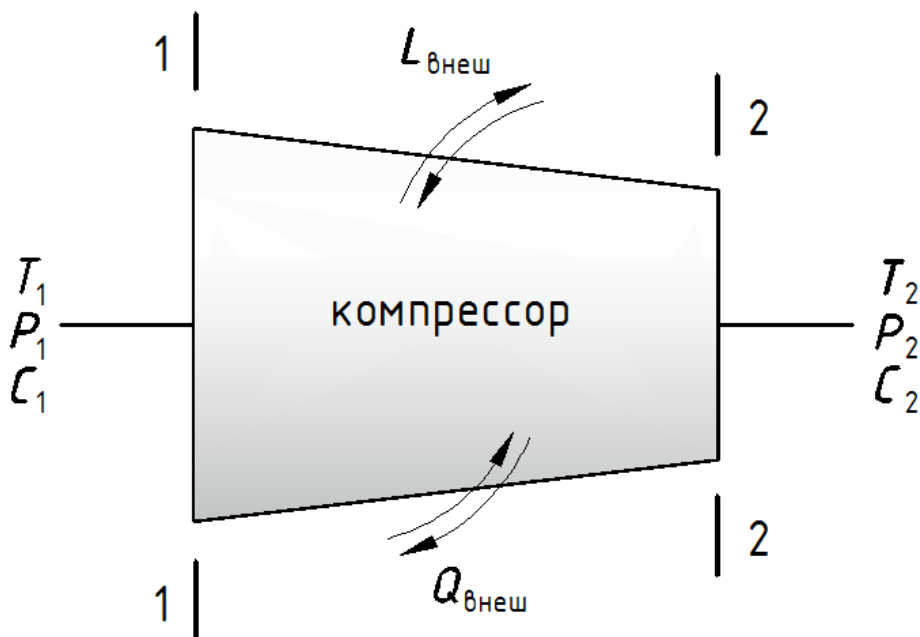


Рис. 1.2. К выводу уравнения сохранения энергии

Поскольку при установившемся движении газа расходы через сечения 1–1 и 2–2 одинаковы, то все члены уравнения сохранения энергии принято представлять отнесенными к 1 кг газа.

Применительно к турбомашинам уравнение сохранения энергии можно записать в виде:

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} + L_{\text{внеш}} + Q_{\text{внеш}} = i_2 + \frac{c_2^2}{2}, \quad (1.3)$$

где i – энтальпия газа (отвечает за внутреннюю и потенциальную энергию потока), $c^2/2$ – кинетическая энергия потока; $L_{\text{внеш}}$ и $Q_{\text{внеш}}$ – внешняя подведенная (отведенная) энергия, в виде механической работы и в виде тепла соответственно.

Для элементов двигателя, в которых отсутствует подвод или отвод энергии, уравнение сохранения энергии в частном случае имеет вид:

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} = i_2 + \frac{c_2^2}{2} = i^* = \text{const}, \quad (1.4)$$

т. е. при отсутствии энергообмена полная энергия газового потока сохраняется неизменной и равна энтальпии заторможенного потока.

Так для компрессора при отсутствии теплообмена можно записать, при условии, что $= L_{\text{компр}}$:

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} + L_{\text{компр}} = i_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad (1.5)$$

или

$$L_{\text{компр}} = i_2^* - i_1^* = c_p (T_2^* - T_1^*). \quad (1.6)$$

Заметим, что в различные записи уравнения сохранения энергии в явном виде не входит трение, а значит, это уравнение применимо как для идеального газа, так и газа, обладающего вязкостью.

Силы трения, которые возникают на стенках, ограничивающих поток газа, и силы внутреннего трения между отдельными струйками газа являются внутренними силами, а работа на их преодоление переходит практически полностью в тепло. Трение приводит лишь к преобразованию одного вида энергии в другой и не отражается на общем балансе энергии. Например, если вследствие трения уменьшается кинетическая энергия, то энтальпия в этом сечении вырастет на ту же величину.

1.3. УРАВНЕНИЕ ПЕРВОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ

Уравнением первого закона термодинамики пользуются для определения параметров состояния газа при осуществлении термодинамического процесса. Оно является частным выражением закона сохранения энергии для элементарного объема газа, написанным в системе координат, движущейся вместе с рассматриваемым элементом объема или, в частном случае, для покоящегося газа.

Для элементарного объема газа уравнение первого закона термодинамики имеет вид:

$$dQ = dU + dL = c_v dT + p dv, \quad (1.7)$$

т. е. все тепло, подведенное к рассматриваемому объему газа, идет на изменение внутренней энергии dU и на совершение работы dL против сил давления, связанной с изменением объема.

Для движущегося газа удобно вместо внутренней энергии пользоваться понятием энтальпии:

$$dQ = c_p dT - v dp = di - v dp. \quad (1.8)$$

Переходя к интегральной форме записи, с учетом того, что тепло трения эквивалентно работе сил трения L_r , можно получить:

$$Q_{\text{внеш}} + L_r = i_2 - i_1 - \int_1^2 \frac{dp}{\rho}, \quad (1.9)$$

т. е. все тепло, подводимое к потоку между сечениями 1–1 и 2–2 (рис. 1.2), состоящее из тепла, подводимого извне, и тепла, выделяющегося в результате трения (работы сил трения), идет на совершение работы сжатия (расширения) $\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$ и на изменение внутренней энергии потока $(i_2 - i_1)$.

Уравнение первого закона термодинамики удобно для определения работы сил трения по известному значению показателя политропы n , который легко определяется по термодинамическим соотношениям, если известны параметры потока в начале и в конце процесса.

1.4. ОБОБЩЕННОЕ УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

Основным уравнением, на котором строятся расчеты турбокомпрессоров, является уравнение Бернулли:

$$L_{\text{внеш}} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_{mp}. \quad (1.10)$$

Уравнение (1.10) можно трактовать так: подведенная извне энергия $L_{\text{внеш}}$ идет на работу сжатия (расширения) газа, приращение кинетической энергии $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ и преодоление гидравлического сопротивления L_r .

Заметим, что уравнение Бернулли не зависит от теплообмена с окружающей средой. Однако теплообмен оказывает косвенное влияние на показатель политропы процесса.

Уравнение Бернулли, как и уравнение сохранения энергии, можно отнести к энергетическим и получить его из рассмотрения баланса механической энергии.

При свободном движении идеального газа, при отсутствии энергии, подведенной извне и потерь на преодоление гидравлического сопротивления:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0. \quad (1.11)$$

Для идеальной несжимаемой жидкости, для которой $\rho = \text{const}$:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0, \quad (1.12)$$

т. е. для повышения давления в компрессоре динамического действия необходимо затормозить поток.

Самый простой способ достичь этого – геометрическое воздействие:

$$\frac{dc}{c} = \frac{1}{M^2 - 1} \cdot \frac{dF}{F}, \quad (1.13)$$

Таким образом, при дозвуковом потоке ($M < 1$) расширение канала приводит к снижению скорости потока. На замедляющийся поток набегают следующие молекулы, что приводит к снижению удельного объема (увеличению плотности), т. е. давление газа растет.

Можно сделать вывод, что рабочий процесс турбокомпрессора состоит из двух взаимосвязанных, одновременно протекающих процессов:

- приращения кинетической энергии $E_{\text{кин}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ за счет подводимой внешней работы (от турбины) $L_{\text{внеш}}$;
- преобразования кинетической энергии потока $E_{\text{кин}}$ в энергию потенциальную $E_{\text{пот}}$, пропорциональную давлению.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Сформулируйте и запишите уравнение неразрывности.
2. Почему в уравнение сохранения энергии не входят потери на трение?
3. Сформулируйте первый закон термодинамики.
4. Запишите уравнение Бернулли и прокомментируйте его.
5. Из каких процессов состоит процесс сжатия воздуха в турбокомпрессоре?

3–3 – за направляющим аппаратом. Параметры потока в этих сечениях отличаются индексами, соответствующими номеру сечения. За последней ступенью многоступенчатого компрессора обычно размещают выходной спрямляющий аппарат, который раскручивает поток до осевого направления.

Каждый венец лопаток в ступени выполняет свои функции.

В рабочем колесе ступени ОК к потоку воздуха подводится энергия привода (кинетическая энергия $E_{\text{кин}}$), одновременно с этим часть преобразуется в энергию потенциальную $E_{\text{пот}}$ (увеличивается давление рабочего тела).

Направляющие лопатки выполняют две функции:

- 1) направление потока под необходимым углом на РЛ последующей ступени;
- 2) спрямление потока после РЛ, стоящего перед НА, с одновременным преобразованием части кинетической энергии в энергию потенциальную.

Однако обе эти функции выполняют лишь НА промежуточных ступеней. ВНА выполняет только первую функцию, а НА за последней ступенью (спрямляющий аппарат) – только вторую.

Рассмотрим более подробно работу ступени ОК. На рис. 2.1, вверху, приведены графики изменения кинетических и термодинамических параметров потока в ступени ОК.

Расчетные данные и режим работы ступени принято характеризовать рядом размерных и безразмерных параметров, которые могут относиться как ступени в целом, так и к отдельным поверхностям тока. Важнейшие из этих параметров рассмотрены ниже.

2.1.1. Кинематические параметры

Если мысленно рассеять лопатки ступени цилиндрической поверхностью $A-A$ (рис. 2.1) и развернуть на плоскость, то сечения лопаток представляются в виде рядов профилей, образующих решетки профилей ВНА, рабочего колеса и направляющего аппарата (НА) (рис. 2.2).

Подвод воздуха к рабочему колесу компрессора может быть осевым (когда лопатки ВНА не изогнуты или вообще отсутствуют) либо закрученным по направлению или против направления движения. Двигаясь в осевом направлении со скоростью c_0 , поток поступает в ВНА. Изогнутые межлопаточные каналы ВНА формируют

сужающийся канал и тем самым обеспечивают увеличение скорости от c_0 до c_1 (рис. 2.2), сопровождающееся уменьшением статического давления и статической температуры воздуха. После ВНА воздух поступает во вращающееся рабочее колесо (РК) под некоторым углом к оси компрессора. Лопатки РК двигаются с окружной скоростью u . В результате сложения окружной скорости и абсолютной скорости потока на выходе из ВНА () получается относительная скорость потока на входе в РК – w_1 .

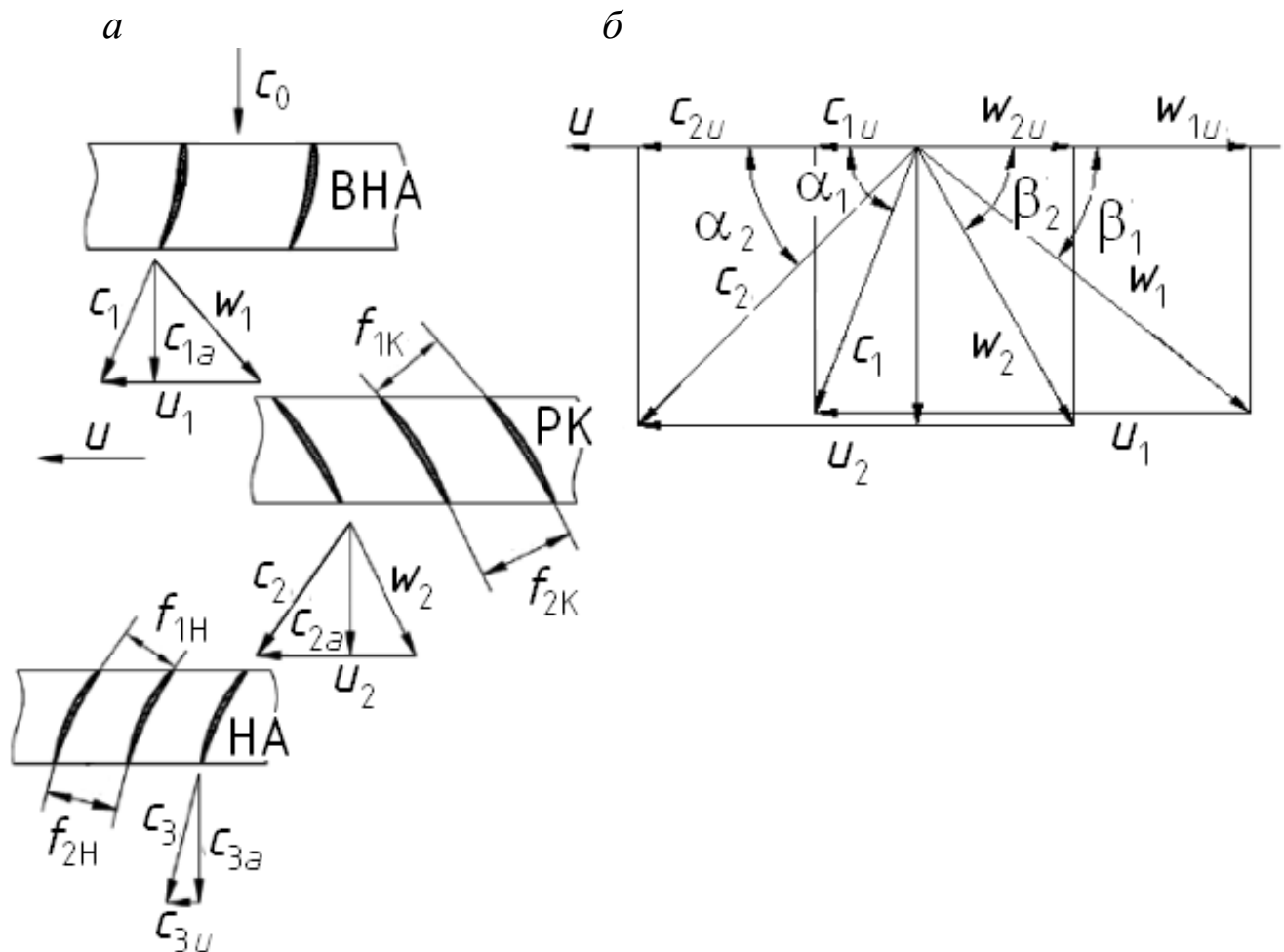


Рис. 2.2. Построение треугольников скоростей осевой компрессорной ступени:
 а – развертка цилиндрического сечения ступени и кинематика потока;
 б – треугольники скоростей

Для безударного обтекания потоком лопаток и во избежание срывов потока передние кромки РЛ необходимо ориентировать по направлению скорости \vec{w}_1 . Задние кромки необходимо направить таким образом, чтобы $f_{1K} < f_{2K}$. Этого можно достичь, если $\beta_2 > \beta_1$.

В результате поворота воздуха и благодаря расширяющейся форме межлопаточных каналов РК поток воздуха тормозится от скорости w_1 на входе до скорости w_2 на выходе из РК. Уменьшение скорости потока в РК приводит к повышению статического давления от P_1 на входе до P_2 на выходе из РК. Работа, подводимая к рабочему телу в РК, идет не только на повышение статического давления, но и на увеличение абсолютной скорости от значения c_1 до c_2 .

Из РК воздух со скоростью c_2 поступает в каналы НА. Необходимо отметить, что $|c_2| > |c_1|$ и направлена в сторону вращения РК.

В НА поток спрямляется и направляется под нужным углом на РК следующей ступени. При этом происходит дальнейшее преобразование кинетической энергии (за счет снижения абсолютной скорости c_2 до скорости c_3 на выходе) в потенциальную, т. е. происходит повышение статического давления от P_2 до P_3 . Для того чтобы это стало возможным, необходимо выполнить условие диффузорности межлопаточных каналов НА ($f_{1H} < f_{2H}$).

Особое внимание стоит обратить на изменение давлений в ступени ОК. Важно понимать, что полное давление растет только в РК, за счет подвода работы извне (вращения РК), т. е. в РК одновременно повышается и $E_{кин}$, и $E_{пот}$. В НА – накопленная $E_{кин}$ преобразуется в $E_{пот}$, при этом полное давление остается неизменным. Статическое давление растет и в РК, и в НА.

Кинематика потока отражается в эпюре треугольников скоростей ступени.

На рис. 2.2 изображена ступень с закруткой на входе по вращению, т. е. $\alpha_1 < 90^\circ$. По формуле Эйлера, при $u_1 = u_2 = u$ работа сжатия ступени (напор) может быть записана в виде:

$$h_{ст} = u(c_{2u} - c_{1u}) = u(w_{1u} - w_{2u}), \quad (2.1)$$

с учетом того, что $c_{1u} = u - w_{1u}$, $c_{2u} = u - w_{2u}$.

Если принято $c_{1a} \approx c_{2a}$, что в большинстве случаев имеет место, то

$$u(w_{1u} - w_{2u}) = u c_a (\text{ctg}\beta_1 - \text{ctg}\beta_2) \quad (2.2)$$

или

$$h_{ст} = u c_a (\text{ctg}\beta_1 - \text{ctg}\beta_2) = u c_a \Delta \text{ctg}\beta, \quad (2.3)$$

т. е. напор возрастает вместе с ростом окружной скорости u , расходной составляющей c_a и углом поворота потока в решетке РК $\Delta \text{ctg}\beta$.

Чем больше будет степень диффузорности колеса, т. е. чем больше разность $f_{1K} < f_{2K}$, тем выше будет степень повышения давления в колесе. Однако угол поворота в РК ограничен возможностью отрыва потока от профиля. Обычно $(\beta_2 - \beta_1)$ на среднем диаметре составляет до $25...30^\circ$ и почти всегда $(\beta_2 - \beta_1) \leq 35...40^\circ$. Поэтому $h_{\text{ст}}$ определяется, главным образом, величинами u и c_a .

Одними из основных кинематических параметров ступени являются средняя окружная скорость u и периферийная u_n , которые определяют величину работы сжатия. В любой реальной конструкции значение окружной скорости ограничивается прочностью ротора и рабочих лопаток.

В дозвуковых ступенях осевых компрессоров периферийная окружная скорость составляет $300...350$ м/с, в трансзвуковых – $350...420$ м/с, в звуковых – $420...500$ м/с. При использовании осевого компрессора в составе энергетических ГТУ, имеющих частоту вращения 3000 об/мин, окружная скорость может быть меньше указанных значений, однако этого стараются избегать, т. к. при $u_n < 200$ м/с значительный напор в ступени получить очень трудно.

Следующий важный параметр – осевая составляющая абсолютной скорости на среднем диаметре c_a , которая определяет объемный расход воздуха через единицу площади входа в рабочее колесо. Значения собственно осевой составляющей скорости могут изменяться в широких пределах в зависимости от типа ступени и ее назначения. По этой причине чаще пользуются понятием коэффициента расхода:

$$\bar{c}_a = c_a / u_n. \quad (2.4)$$

Рекомендуемые значения \bar{c}_a для стационарного компрессоростроения находятся в пределах $0,4...0,8$, а для авиадвигателестроения $= 0,6...0,9$.

Если выражение для коэффициента расхода (2.4) подставить в формулу для вычисления напора ступени (2.3), то получим:

$$h_{\text{ст}} = \bar{c}_a u^2 (\text{ctg}\beta_1 - \text{ctg}\beta_2), \quad (2.5)$$

т. е. при заданном \bar{c}_a и принятом угле поворота в рабочей лопатке напор ступени $h_{ст}$ пропорционален квадрату окружной скорости.

Из газодинамики турбомашин следует, что характер обтекания лопаток потоком тела определяется не собственно скоростью течения, а числом Маха потока, набегающего на лопатки – M_{w1} , иногда M_{c2} , так как из рассмотрения первоначального треугольника скоростей видно, что из всех скоростей w_1 и c_2 могут иметь наибольшие значения:

$$M_{w1} = \frac{w_1}{a_1}, \quad \text{где } a_1 = \sqrt{\kappa RT_1},$$

$$M_{c2} = \frac{c_2}{a_2}, \quad \text{где } a_2 = \sqrt{\kappa RT_2}.$$

По уровню чисел Маха ступени ОК делятся на:

- дозвуковые (при $M_{w1} < 0,85 \dots 0,9$ во всех сечениях ступени);
- трансзвуковые (при $M_{w1} \geq 1$ в одном из сечений (обычно на периферии));
- сверхзвуковые (при $M_{w1} \geq 1$ по всему радиусу ступени (во всех сечениях)).

Безразмерное отношение h_T / u^2 называется коэффициентом теоретического напора \bar{h}_T :

$$\bar{h}_T = h_{ст} / u^2. \quad (2.6)$$

В (2.6) квадрат окружной скорости u характеризует теоретический условный напор, который можно получить от ступени, если $c_{2u} = u$ и $c_u = 0$. Тогда, по формуле Эйлера, в такой ступени $h_{ст} = u(c_{2u} - c_{1u}) = u^2$.

Если формулу (2.6) подставить в выражение (2.3), то можно получить связь коэффициента расхода ступени с коэффициентом теоретического напора:

$$\bar{h}_T = \bar{c}_{1a} (\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_2). \quad (2.7)$$

Коэффициент теоретического напора в ступенях осевых компрессоров большей частью находится в пределах $\bar{h}_T = 0,25 \dots 0,50$.

Кроме того, в компрессоростроении используют понятие коэффициента нагрузки ступени:

$$\mu = \frac{u_{\text{ср}} \Delta w_{u_{\text{ср}}}}{u_{\text{ср}}^2} = \frac{\Delta w_{u_{\text{ср}}}}{u_{\text{ср}}} . \quad (2.8)$$

Обычно он находится в пределах $\mu = 0,25 \dots 0,8$.

Энергия, передаваемая в ступени рабочему телу, распределяется между рабочим колесом и направляющим аппаратом в соответствии со степенью реактивности ступени. Степень реактивности можно выразить через скорости потока, в этом случае говорят о кинематической степени реактивности. По определению:

$$\rho_k = \frac{\frac{w_1^2 - w_2^2}{2}}{\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}} . \quad (2.9)$$

Если числитель и знаменатель поделить на $w_1^2 - w_2^2$ и провести простые преобразования, то получим

$$\rho_k = 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u} . \quad (2.10)$$

Обычно в ступенях осевого компрессора $\rho_k = 0,5 \dots 1,0$.

2.1.2. Основные термодинамические параметры ступени осевого компрессора

На рис. 2.3 изображен процесс повышения давления воздуха в ступени компрессора в i - S координатах. Изобары p_1 и p_3 соответствуют давлению воздуха перед и за ступенью.

Из i - S – диаграммы видно, что:

– идеальный процесс сжатия идет по адиабате ($s = \text{const}$), изображенной на диаграмме вертикальным отрезком (кривая 1–3_{ад}). При этом считается, что в идеальном процессе сжатие происходит до того же давления, что и в реальном. Такое условие облегчает их сравнение;

– реальный процесс сжатия воздуха идет по политропе, изображенной на диаграмме линией 1–3.

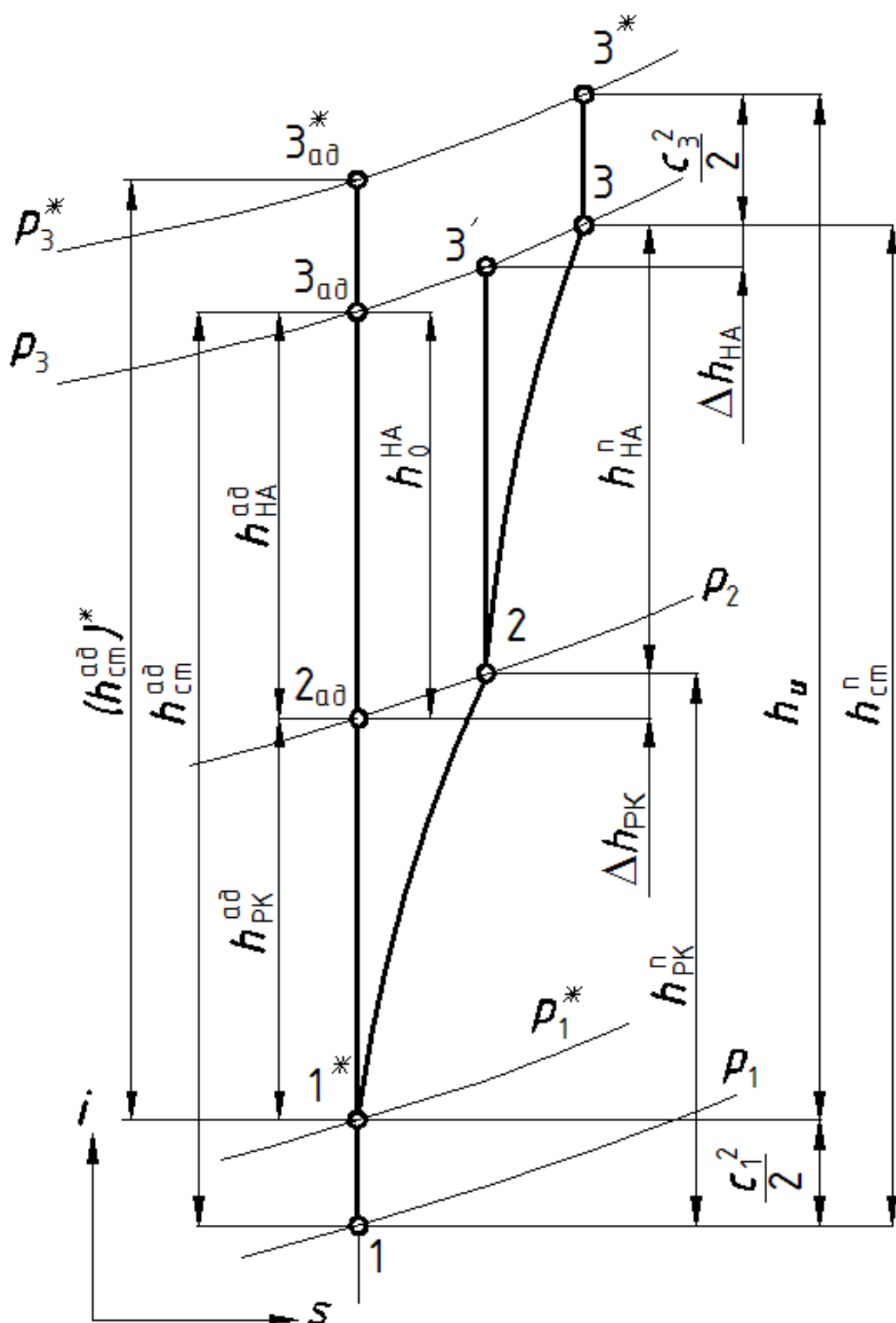


Рис. 2.3. Процесс повышения давления в ступени осевого компрессора в $i-s$ – диаграмме. Точки 1, 2 и 3 соответствуют сечениям на рис. 2.1

Отличие реального от идеального процесса в том, что он протекает с потерями энергии на:

- преодоление гидравлического сопротивления при проталкивании воздуха по проточной части;
- передачу тепла воздуху в процессе сжатия;
- подвод тепла к воздуху от трения;
- потери в скачках уплотнения (возникают в случае превышения скорости потока скорости звука: чем выше интенсивность скачка, тем выше потери);
- вихреобразование в следе за лопатками.

Работа, которую необходимо затратить на повышение давления потока воздуха в адиабатном процессе 1–3_{ад} будет равна:

$$h_{\text{ст}}^{\text{ад}} = i_{3\text{ад}} - i_1 = c_p T_1 \left(\pi_{\text{ст}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (2.11)$$

где $\pi_{\text{ст}} = p_3 / p_1$ – степень повышения давления – это отношение давления воздуха на выходе из ступени к давлению на входе.

Работу сжатия воздуха в реальном процессе назовем политропной работой сжатия:

$$h_{\text{ст}}^{\text{п}} = i_3 - i_1 = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\pi_{\text{ст}}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (2.12)$$

где n – показатель политропы процесса 1–3. Она превышает адиабатическую работу сжатия на величину, эквивалентную площади криволинейного треугольника 1*–3–3_{ад}. Поскольку это увеличение работы связано с выделением тепла трения вследствие вязкости, в теории компрессоров его принято называть тепловым сопротивлением Δh_r .

Согласно уравнению Бернулли (см. раздел 1.4), внешняя работа $h_{\text{ст}}$, подводимая к ступени ОК, будет затрачиваться на совершение работы сжатия в политропном процессе $h_{\text{ст}}^{\text{п}}$, преодоление гидравлического сопротивления тракта h_r и изменение кинетической энергии потока $\frac{c_3^2 - c_1^2}{2}$:

$$h_{\text{ст}} = h_{\text{ст}}^{\text{п}} + h_r + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}. \quad (2.13)$$

В свою очередь, политропная работа сжатия будет больше адиабатической $h_{\text{ст}}^{\text{ад}}$ на величину теплового сопротивления проточной части Δh_r (потерь на выделение тепла трения). Тогда можно записать:

$$h_{\text{ст}} = h_{\text{ст}}^{\text{ад}} + \Delta h_r + h_r + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}. \quad (2.14)$$

В осевых дозвуковых ступенях обычно $\pi_{\text{ст}} = 1,2 \dots 1,4$, при этом $h_{\text{ст}}^{\text{ад}} = 16 \dots 30$ кДж/кг, в транс- и сверхзвуковых ступенях $\pi_{\text{ст}} \leq 1,4 \dots 2,5$ и более (при этом $40 \dots 65$ кДж/кг).

Степень совершенства рабочего процесса в ступени характеризует адиабатический КПД.

Адиабатический КПД ($\eta_{\text{ст}}^{\text{ад}}$) определяется как отношение полезной адиабатической работы, затраченной на сжатие и проталкивание воздуха в ступени компрессора, к полной подведенной к работе:

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{ад}} = \frac{h_{\text{ст}}^{\text{ад}}}{h_{\text{ст}}^{\text{п}} + h_r}. \quad (2.15)$$

Выражение для адиабатного КПД может быть записано (пренебрегая отличием теплоемкости в идеальном и реальном процессах) в виде:

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{ад}} = \frac{i_3^{\text{ад}} - i_1}{i_3 - i_1} \approx \frac{\Delta T_{\text{ст}}^{\text{ад}}}{\Delta T_{\text{ст}}}. \quad (2.16)$$

Изложенные выше понятия базировались на использовании действительных (статических) параметров воздушного потока перед и за ступенью. В исследованиях и расчетах компрессоров и турбомашин в целом широко используются также параметры заторможенного потока (это связано с тем, что в процессе испытаний и экспериментальных исследований измерению проще поддаются именно параметры заторможенного потока). Если p_1^* и p_3^* – полные давления потока воздуха на входе и выходе из ступени, то степень повышения давления по полным (заторможенным) параметрам:

$$\pi_{\text{ст}}^* = p_3^* / p_1^*. \quad (2.17)$$

Адиабатическая работа в параметрах заторможенного потока определится по аналогии:

$$(h_{\text{ст}}^{\text{ад}})^* = i_{3\text{ад}}^* - i_1^* = c_p T_1^* \left(\pi_{\text{ст}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \quad (2.18)$$

Адиабатический КПД в параметрах торможения:

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{ад}} = \frac{(h_{\text{ст}}^{\text{ад}})^*}{h_{\text{ст}}} = \frac{i_3^{\text{ад}*} - i_1^*}{i_3^* - i_1^*} \approx \frac{T_3^{\text{ад}*} - T_1^*}{T_3^* - T_1^*}. \quad (2.19)$$

Поскольку отличие статических параметров от параметров торможения определяется числом Маха, то различие в значениях $\pi_{\text{ст}}^*$ и $\pi_{\text{ст}}$, $(h_{\text{ст}}^{\text{ад}})^*$ и $h_{\text{ст}}^{\text{ад}}$ зависит, прежде всего, от соотношений чисел Маха на входе и выходе из ступени. Обычно на расчетном режиме эти числа мало отличаются друг от друга, поэтому разница между $\eta_{\text{ст}}^{\text{ад}*}$ и $\eta_{\text{ст}}^{\text{ад}}$ не превышает 0,5...1,0 %. На нерасчетных режимах это отличие может быть несколько больше.

Политропный КПД ступени характеризует совершенство лопаточного аппарата и определяется по формуле:

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{пол}} = \frac{h_{\text{ст}}^{\text{ад}} + \Delta h_r}{h_{\text{ст}}}. \quad (2.20)$$

Адиабатный КПД ступени осевого компрессора обычно равен 0,89...0,92, а политропный 0,90...0,93, т. е. $\eta_{\text{ст}}^{\text{пол}} > \eta_{\text{ст}}^{\text{ад}}$.

Термодинамическая степень реактивности – отношение адиабатической работы РК к адиабатической работе ступени:

$$\rho_{\text{т}} = \frac{h_{\text{рк}}}{h_{\text{ст}}} = \frac{i_{2\text{ад}} - i_1}{i_{3\text{ад}} - i_1}. \quad (2.21)$$

Величина $\rho_{\text{т}}$ оказывает влияние на работу всей ступени, так как меняет параметры потока за рабочим колесом. Работа ступеней с различной степенью реактивности будет рассмотрена в разделе (2.2).

2.1.3. Геометрические параметры ступени

Важнейшие геометрические характеристики ступени осевого компрессора указаны на рис. 2.4.

Средним диаметром в теории осевых компрессоров принято рассматривать такой, который делит кольцевую площадь на входе в венец лопаток на две равные части, т. е. среднегеометрический средний диаметр:

$$D_{\text{ср}}^{\text{геом}} = \sqrt{0,5(D_{\text{к}}^2 + D_{\text{н}}^2)}, \quad (2.22)$$

где $D_{\text{к}}$ – корневой диаметр, $D_{\text{н}}$ – периферийный диаметр.

Используется также понятие среднеарифметического диаметра, которые делит входную кромку лопатки на две равные половины (рис. 2.4):

$$D_{\text{ср}} = 0,5(D_{\text{к}} + D_{\text{н}}). \quad (2.23)$$

Важным геометрическим параметром рабочего колеса является относительный диаметр втулки (втулочное отношение):

$$\bar{d} = D_{\text{к}} / D_{\text{н}}. \quad (2.24)$$

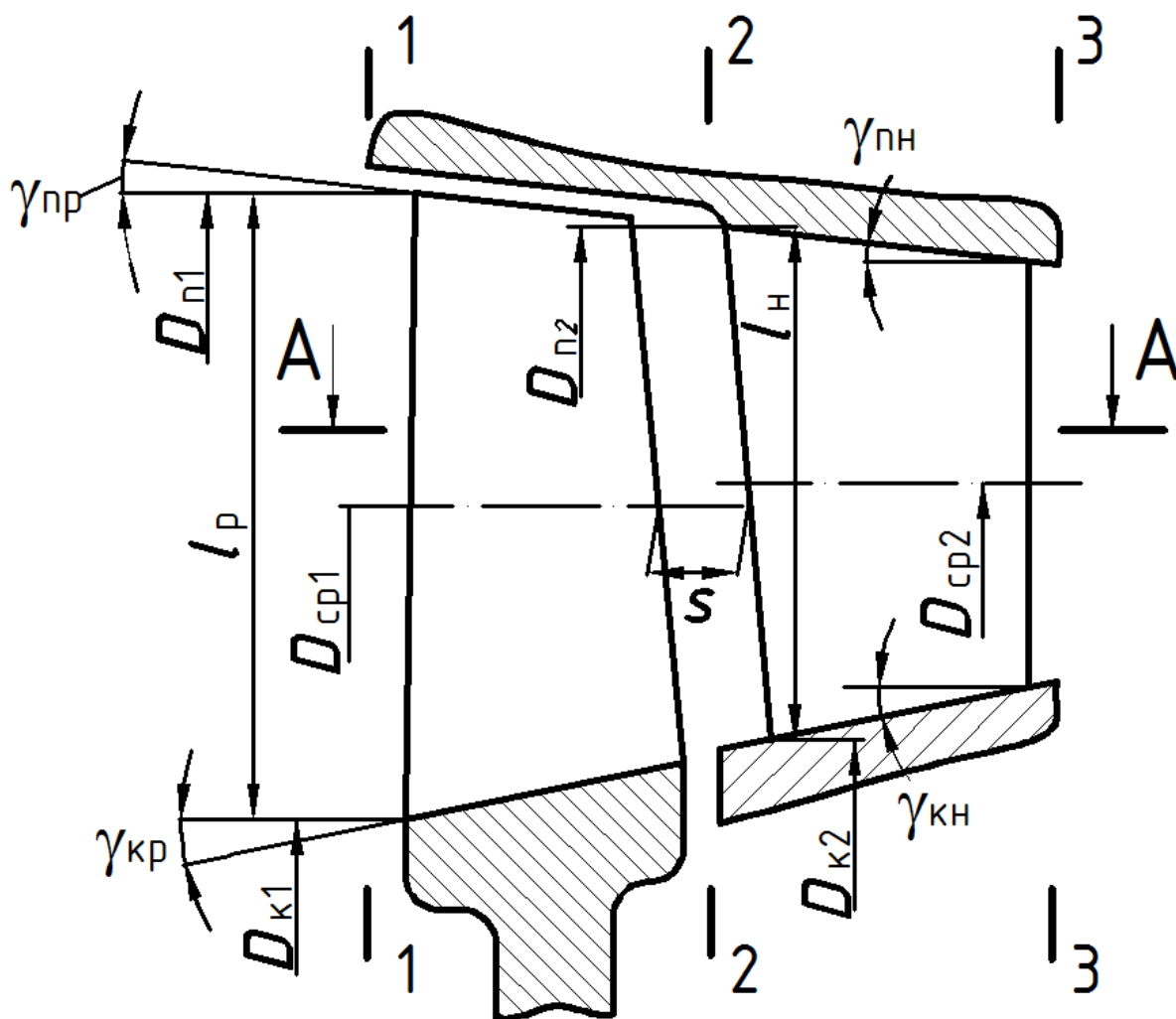


Рис. 2.4. Геометрические характеристики ступени осевого компрессора

Для первых ступеней в стационарном компрессоростроении характерны значения втулочного отношения $\bar{d}_1 = 0,5 \dots 0,7$, а для авиадвигателестроения – $\bar{d}_1 = 0,30 \dots 0,60$, но для большинства ГТД величина втулочного отношения находится в пределах $0,4 \pm 15 \%$. Более низкие значения \bar{d} для авиаГТД, по сравнению со стационарными

ми ГТУ, определяются ограничениями по наружному диаметру компрессора.

Для последних ступеней обычно $\bar{d}_1 \leq 0,85 \dots 0,92$. При этом значение втулочного отношения $\bar{d} = 0,92$ является фактически предельным. Применение более коротких лопаток ($\bar{d} > 0,92$) нежелательно из-за чрезмерного роста концевых потерь и, как следствие, снижения КПД ступеней. Это особенно важно при небольшой мощности ГТУ.

Ступень характеризуется также удлинением (относительной длиной) лопаток \bar{l} . Для рабочего колеса:

$$\bar{l}_p = l_p / b_p, \quad (2.25)$$

где $l_p = 0,5(D_n - D_k)$ – высота лопатки РК на входе, а b_p – хорда лопатки РК на среднем диаметре.

Аналогичные зависимости можно записать и для направляющих лопаток.

Для первых ступеней удлинения лопаток находятся обычно в диапазоне $\bar{l} = 1,5 \dots 2,5$, для последних – $\bar{l} \approx 1$.

С ростом параметра удлинения увеличивается и число лопаток в ступени, что нужно учитывать при проектировании.

Парусность лопаток b_{pn} / b_{pk} и b_{nn} / b_{nk} (отношение хорды профиля лопатки на периферийном сечении к хорде в корневом сечении) предпочтительна больше 1,0. Объясняется это желанием увеличить хорду к периферии для обеспечения оптимальной густоты решетки по всему радиусу лопаток.

Число лопаток колеса может изменяться в широких пределах в зависимости от удлинений рабочих лопаток. Число лопаток направляющего аппарата имеет тот же порядок, что и число лопаток рабочего колеса, если их удлинения мало отличаются. Но для исключения резонансных явлений, возникающих при колебаниях лопаток (которые могут привести к разрушению ступени) число лопаток РК выбирается не равным и не кратным числу лопаток предыдущего и последующего НА.

Типичные компрессорные профили (рис. 2.5) имеют средние линии с мало изменяющейся кривизной, часто в виде дуги окружности (в дозвуковых ступенях). Рассмотрим основные геометрические параметры решетки профилей.

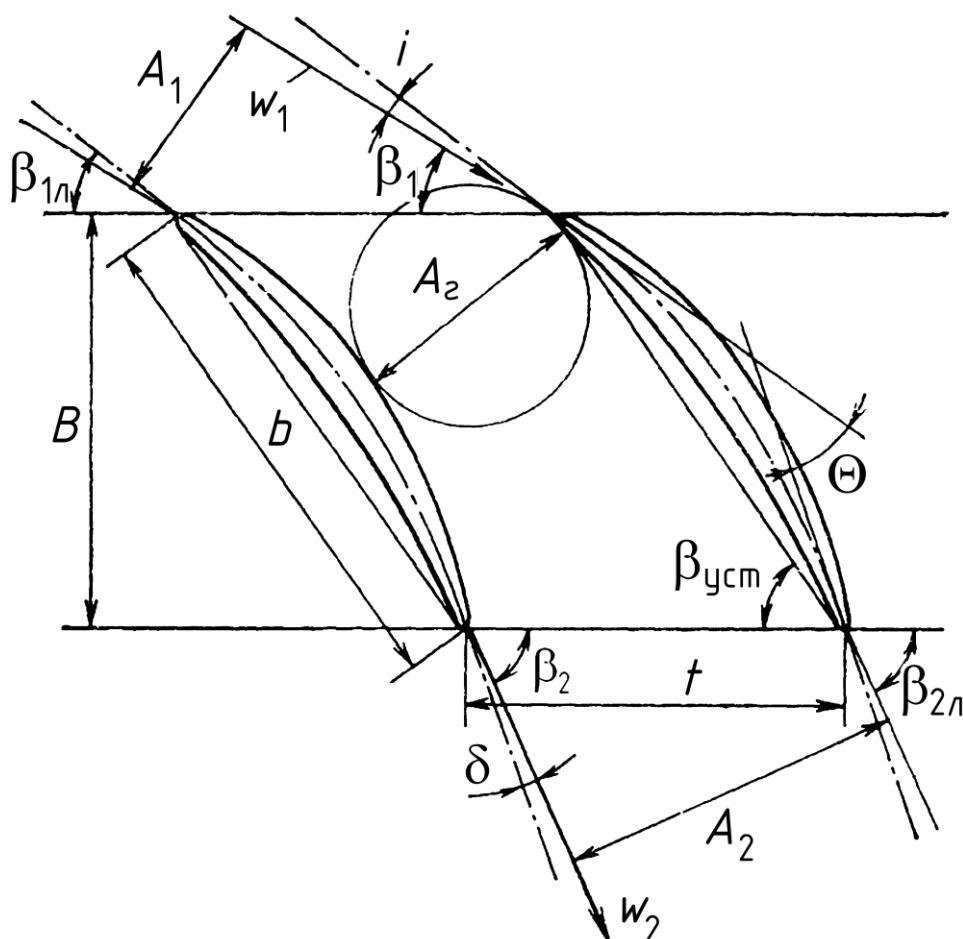


Рис. 2.5. Геометрические параметры решетки профилей лопаток осевого компрессора

Средняя линия профиля – линия, соединяющая геометрические центры вписанных в профиль окружностей.

Хорда профиля b – отрезок прямой, соединяющий концы средней линии.

Максимальная стрела прогиба f – расстояние от хорды до вершины средней линии. Положение вершины средней линии относительно передней кромки определяется координатой x_f .

Максимальная толщина профиля c_{\max} – максимальное расстояние между выпуклой и вогнутой поверхностями профиля, измеренное перпендикулярно средней линии. Расстояние x_c – координата максимальной толщины.

Угол изгиба профиля Θ – угол между касательными к средней линии, проходящими через ее крайние точки; $\Theta = \beta_{2\Gamma} - \beta_{1\Gamma}$.

При проектировании ступени используются не абсолютные значения этих параметров, а относительные: $\bar{c} = c_{\max} / b$; $\bar{x}_c = x_c / b$;

$\bar{x}_f = x_f / b$; величины \bar{c} , \bar{x}_c и \bar{x}_f оказывают существенное влияние на характеристики решетки.

Шаг решетки t – расстояние между передними или задними кромками профилей. Отношение $t/b = \bar{t}$ называют относительным шагом, отношение $b/t = \bar{b}$ – густотой решетки.

Угол установки профиля $\beta_{уст}$ – угол между хордой и фронтом решетки.

Горло решетки A_g – минимальный диаметр окружности, вписанной в межлопаточный канал. В компрессорной решетке эта окружность обычно расположена ближе к передней кромке профиля, так как дозвуковые компрессорные решетки диффузорны.

Характер обтекания решетки потоком определяет углы *конструктивные* или *геометрические (лопаточные)*: $\beta_{1Г}$ и $\beta_{2Г}$ – углы между касательными к средней линии и фронтом решетки, соответственно у передней и задней кромки профиля; *угол атаки* i – угол между направлением потока, натекающего на лопатку, и касательной к средней линии в передней кромке; *угол отставания потока* δ – угол между направлением потока, сходящего с профиля, и касательной к средней линии в задней кромке.

Решетки современных стационарных дозвуковых осевых компрессоров обычно имеют следующие параметры: $\beta_{1Г} = 0,4 \dots 0,5$; $\theta < 45^\circ$; $\beta_{2Г} = 0,3 \dots 0,5$; $\bar{t} = 0,8 \dots 1,0$. Применяемые относительные толщины профиля лопаток стационарных авиационных осевых компрессоров представлены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Относительные толщины профиля лопаток осевых компрессоров на различных радиусах

Тип лопаток	\bar{c}_k	$\bar{c}_{ср}$	\bar{c}_h
Рабочие: авиационные стационарные	$\leq 0,12$	0,08	0,04
	$\leq 0,14$	0,10...0,12	0,06
Направляющие: авиационные стационарные	0,06...0,08	0,06...0,08	0,06...0,08
	0,10...0,12	0,10...0,12	0,10...0,12

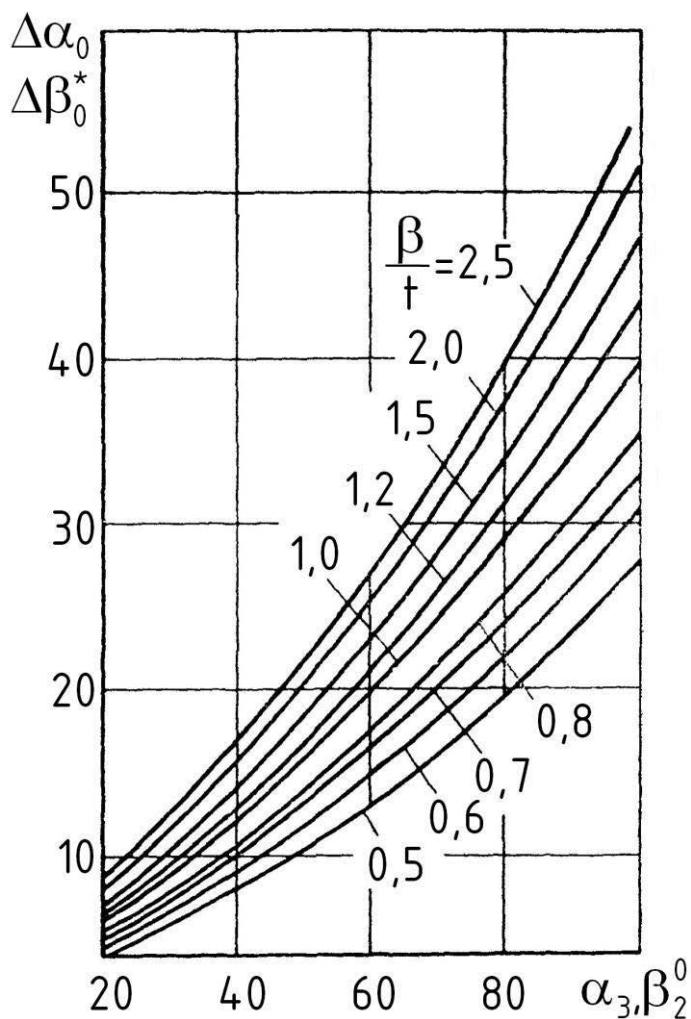


Рис. 2.6. Зависимость между номинальным углом поворота потока в решетке, углом выхода потока и густотой решетки

Такая зависимость для плоских решеток была получена в середине XX века ученым Хауэлом и уточнена в последующих исследованиях.

Удлиннения лопаток через хорду связаны с густотой решетки $b/t_{\text{ср}}$, которая обычно находится в пределах 0,5...2,0. Чем гуще решетка, тем большее отклонение потока (выражаемое $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ или $\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_2$ (рис. 2.6)) в ней можно получить. При малых значениях b/t и больших углах поворота растет локальная диффузорность, ведущая к срыву потока. При больших значениях растут потери трения в решетке. Оптималь-

ная густота для дозвуковых ступеней обычно 1,0...1,2. Для транс- и сверхзвуковых ступеней оптимальная густота выше.

2.2. СТУПЕНИ С РАЗЛИЧНОЙ СТЕПЕНЬЮ РЕАКТИВНОСТИ

Рассмотрим три варианта выполнения ступени осевого компрессора:

- а) с закруткой потока на входе в РК по вращению;
- б) без закрутки;
- в) с закруткой против вращения (рис. 2.7).

Скорости w_1 и w_2 и их направление (углы β_1 и β_2) примем во всех трех вариантах одинаковыми.

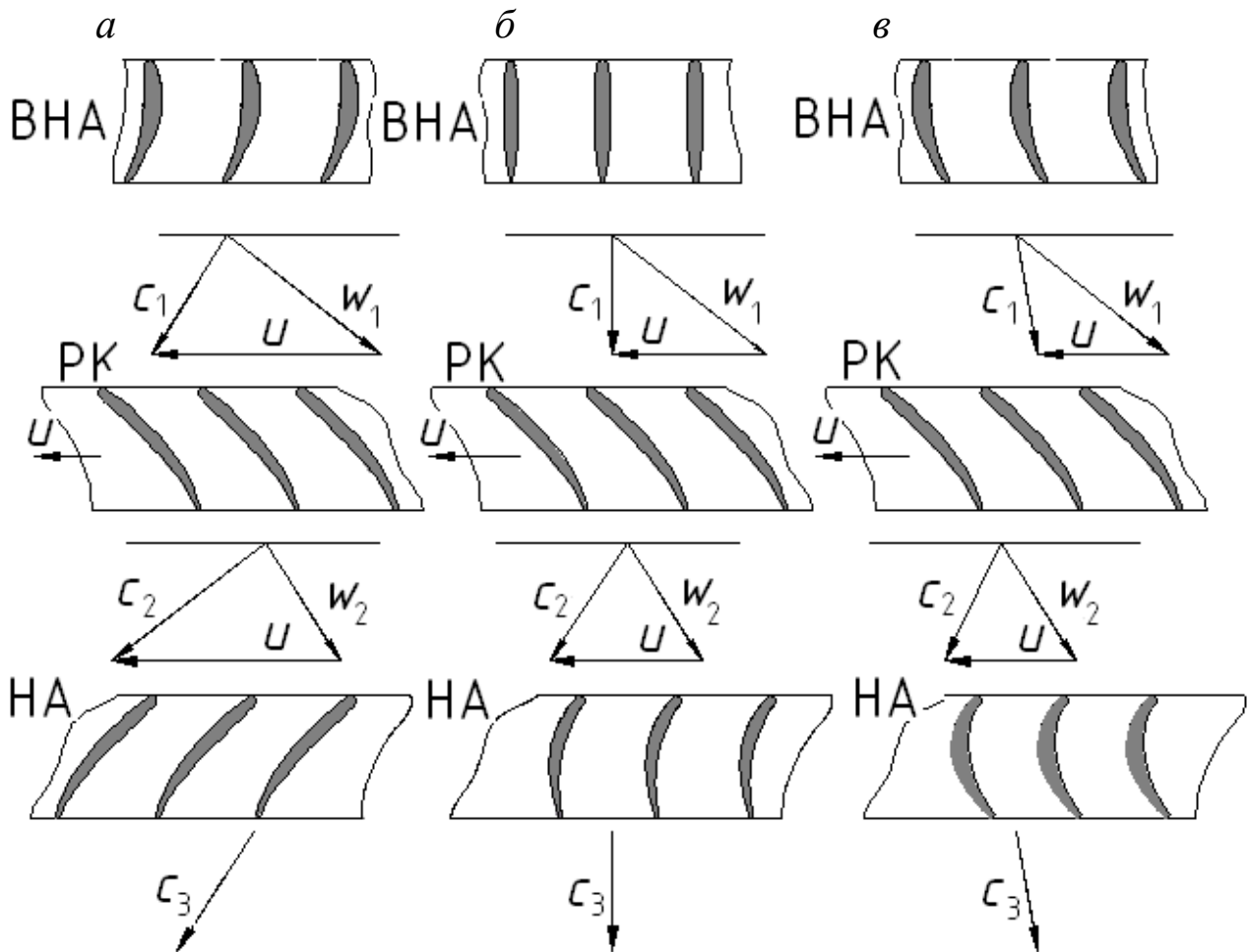


Рис. 2.7. Варианты выполнения ступеней осевого компрессора с различной степенью реактивности:

$a - \rho_k = 0,5$; $b - 0,75$; $v - 1,0$

Вариант 1 (рис. 2.7 *a*): окружная скорость u велика. Для получения $w_1 < a_1$ поток подкручивается по вращению. В этом случае типичная ступень имеет симметричные треугольники скоростей на входе и выходе из ступени, а лопатки направляющего аппарата зеркальны лопаткам рабочего колеса. Степень реактивности $0,5$. Тогда $\frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u} = 0,5$ или $c_{1u} + c_{2u} = u$.

Вариант 2 (рис. 2.7 *б*): направляющий аппарат раскручивает поток до осевого направления: $0,75$. Тогда $\frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u} = 0,25$ или $c_{1u} + c_{2u} = 0,5u$.

С учетом $c_{1u} = 0$ получаем $c_{2u} = 0,5u$.

Вариант 3 (рис. 2.7 в): располагаемая окружная скорость u мала для получения нужного напора. Поэтому необходима закрутка против вращения. В направляющем аппарате отсутствует диффузорность; $\rho_k = 1$.

Тогда $\frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u} = 0$ или $c_{1u} = -c_{2u}$, т. е. они равны и направлены в разные стороны.

В стационарном компрессоростроении получили распространение все три типа ступеней. В авиадвигателестроении – только первый и второй. В ступени с $\sigma = 1$ НА служит только для изменения направления движения газа. Ступени с $\sigma = 1$ относятся к низконапорным и малорасходным ступеням. Ступени с $\sigma = 0,5$ являются высоконапорными и высокорасходными, так как по кинематике потока они находятся в оптимальных условиях: уровень M_{w1} при одинаковых значениях \bar{c}_a и \bar{h}_t по сравнению со ступенью с $\sigma = 1$ минимален.

В ступенях компрессоров энергетических и приводных ГТУ большей частью $\sigma = 0,5 \dots 0,75$. Для первой ступени компрессора, если она регулируемая (поворотная), на среднем диаметре может быть принято $\rho_k > 0,75$.

Холщевниковым К. В. была представлена обобщающая зависимость КПД ступени компрессора от степени реактивности и коэффициента расхода. Согласно этим данным, максимальный КПД ступени достигается при $\sigma = 0,4 \dots 0,6$ и при $\rho_k = 0,5 \dots 0,75$.

2.3. УСИЛИЯ НА ЛОПАТКАХ И РАБОТА ВРАЩЕНИЯ КОЛЕСА СТУПЕНИ

Выделим малый по высоте участок ступени Δr . Этот участок принято называть элементарной ступенью.

Изобразим развертку РК элементарной ступени (рис. 2.8).

При известных параметрах потока силы, действующие на лопатки, и работа, затрачиваемая на его вращение, могут быть определены с помощью теоремы Эйлера в предположении установившегося движения.

Выделим в потоке объем, ограниченный контрольной плоскостью, состоящей из поверхностей тока 1–2 и 2'–1', отстоящих друг от друга на величину шага решетки t , и двух поверхностей 1–1' и

2–2', параллельных фронту решетки и расположенных на таком расстоянии, чтобы было можно пренебречь неравномерностью потока.

Обозначим P_u и P_a – окружную и осевую составляющие аэродинамической силы P , действующей на лопатку. Сила P' , с которой лопатка воздействует на поток, равна по величине и противоположна по направлению силе P .

Согласно теореме Эйлера, сумма всех сил, действующих на выделенный объем воздуха, равна разности количеств движения потоков, вытекающих и втекающих этот объем в единицу времени.

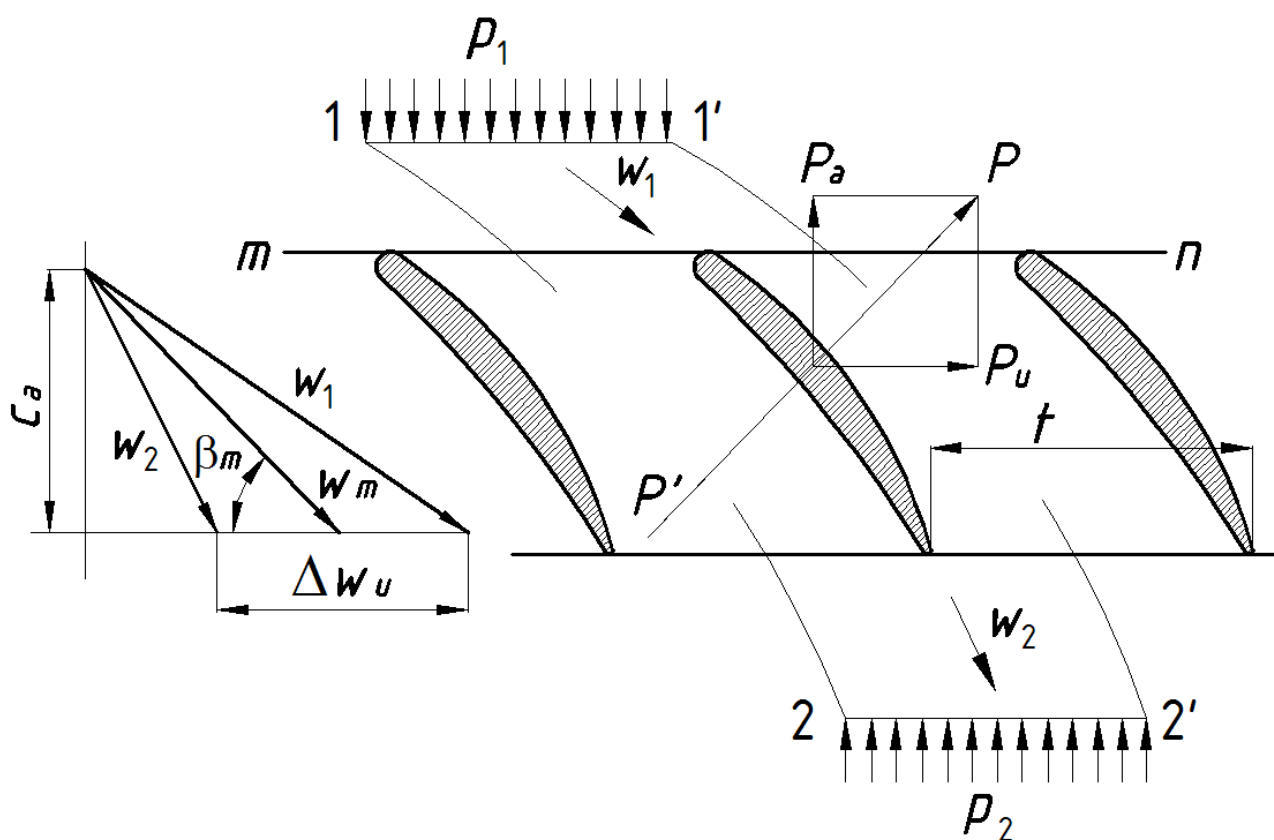


Рис. 2.8. К определению усилий на лопатках рабочего колеса

Из рассмотрения рис. 1.5 понятно, что силы, действующие на поверхностях 1–2 и 2'–1', компенсируют друг друга, а расход через них равен нулю.

Исходя из этого, кроме силы P' , учету будут подлежать только количества движения и силы давления в сечениях 1–1' и 2–2'.

Рассматривая проекции этих сил в окружном и осевом направлениях, можно получить:

$$\begin{cases} P_u = \Delta G(w_{1u} - w_{2u}), \\ P_a = (p_2 - p_1)F + \Delta G(c_{2a} - c_{1a}), \end{cases} \quad (2.26)$$

где ΔG – массовый расход через выделенный объем, $F = F_{1-1'} = F_{2-2'} = \Delta r t$.

Согласно уравнению неразрывности:

$$\Delta G = c_{1a} \rho_1 F. \quad (2.27)$$

Если число лопаток колеса равно z_k , то

$$t = \frac{2\pi r}{z_k}. \quad (2.28)$$

Тогда силы, действующие на единицу длины лопатки, будут равны:

$$\begin{cases} p_u = \frac{P_u}{\Delta r} = c_{1a} \rho_1 \Delta w_u \frac{2\pi r}{z_k}, \\ p_a = \frac{P_a}{\Delta r} = \frac{2\pi r}{z_k} [(p_2 - p_1) + c_{1a} \rho_1 (c_{2a} - c_{1a})]. \end{cases} \quad (2.29)$$

Эти соотношения используются при расчетах лопаток компрессоров на прочность.

В предположении, что $c_{2a} = c_{1a}$ (идеальная несжимаемая жидкость) для относительного движения, из уравнения Бернулли (1.12) можно получить:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{w_{1u}^2 - w_{2u}^2}{2} \quad (2.30)$$

или

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho}{2} (w_{1u} - w_{2u})(w_{1u} + w_{2u}) = \rho w_{mu} \Delta w_u. \quad (2.31)$$

Кроме того, из (2.29), с учетом (2.30) и (2.31), можно легко получить:

$$\begin{cases} P_u = \rho_1 \cdot t \cdot \Delta r \cdot \Delta w_u \cdot c_a, \\ P_a = \rho_1 \cdot t \cdot \Delta r \cdot \Delta w_u \cdot w_{mu}. \end{cases} \quad (2.32)$$

Зная проекции силы, можно найти и ее суммарную величину:

$$P = \sqrt{P_u^2 + P_a^2} = \rho_1 w_m \Gamma, \quad (2.33)$$

где величина $\Gamma = t \Delta w_u \Delta r$ – циркуляция скорости вокруг одного профиля в решетке.

Отношение же составляющей этой силы

$$\frac{P_u}{P_a} = \frac{c_a}{w_{mu}} = \operatorname{tg} \beta_m \quad (2.34)$$

получило название теоремы Жуковского о подъемной силе крыла.

Из теоремы Жуковского следует, что теоретически подъемная сила будет увеличиваться с ростом угла поворота потока в решетке.

Однако в реальности, как мы уже говорили, большой угол поворота потока приведет к его срыву с профиля.

Определим работу L_u , затрачиваемую на вращение элементарной ступени, в расчете на 1 кг/с массового расхода.

Если окружная скорость рабочего колеса u , то секундная работа вращения лопатки будет равна $P_u \cdot u$, что ясно из физики.

Тогда

$$L_u = \frac{P_u \cdot u}{\Delta G} = u \Delta w_u = u(c_{2u} - c_{1u}). \quad (2.35)$$

Таким образом, работа вращения колеса пропорциональна окружной скорости и закрутке воздуха в колесе.

При условии, что $u_1 \neq u_2$:

$$L_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad (2.36)$$

или

$$L_u = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (2.37)$$

2.4. УСЛОВИЯ РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТАРНЫХ СТУПЕНЕЙ, РАСПОЛОЖЕННЫХ НА РАЗНЫХ РАДИУСАХ

До настоящего времени мы рассматривали осредненные по радиусу параметры потока в ступени осевого компрессора.

В детальных расчетах необходимо учитывать изменение параметров потока по высоте лопаток, т. к. для высокого КПД ступени форма лопаток должна соответствовать треугольникам скоростей (кинематическим параметрам потока) на различных радиусах.

Окружная скорость лопаток РК линейно возрастает от корня к периферии ($u = \pi dn$). Изменение абсолютных и относительных скоростей потока происходит по более сложным законам, в которых существенную роль играет изменение давления воздуха под действием ЦБС.

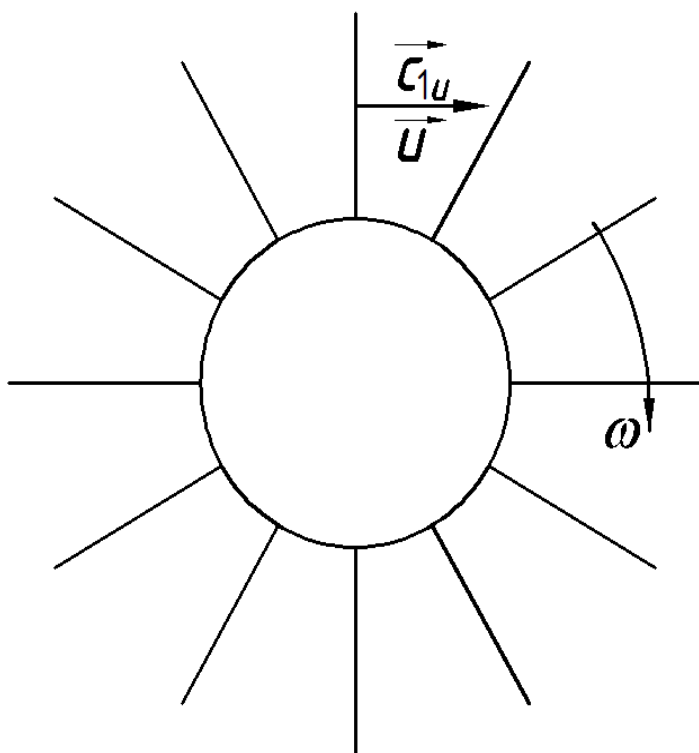


Рис. 2.9. К пояснению необходимости введения закрутки лопаток

Проходя НА, поток воздуха получает закрутку вокруг оси колеса. При этом возникает ЦБС, которые повышают давление воздуха в периферийных сечениях (рис. 2.9). Повышение же давления, согласно уравнению Бернулли $(\frac{P}{\rho} + \frac{c^2}{2} = \text{const})$, приводит к снижению скорости потока.

Реальное течение воздуха в ОК является пространственным, периодически неустановившимся течением вязкого сжимаемого газа, математическое исследование которого в строгой постановке затруднительно. По этой причине делают некоторые допущения:

- 1) рассматривают осредненные значения параметров в точке (стационарность);
- 2) во всех сечениях каждой ступени неизменными.

Указанные допущения означают, что число лопаток РК и НА бесконечно.

Рассмотрим при этих условиях течение воздуха в осевом зазоре между РК и НА.

Выделим в пределах зазора элементарный объем, ограниченный цилиндрическими поверхностями с радиусами r и $dr + r$, двумя плоскостями, проходящими через ось симметрии ступени и расположенными под углом $d\Theta$ друг к другу, и двумя нормальными к оси плоскостями, расположенными на расстоянии da (см. рис. 2.10).

Абсолютную скорость разложим на составляющие c_u и c_a .

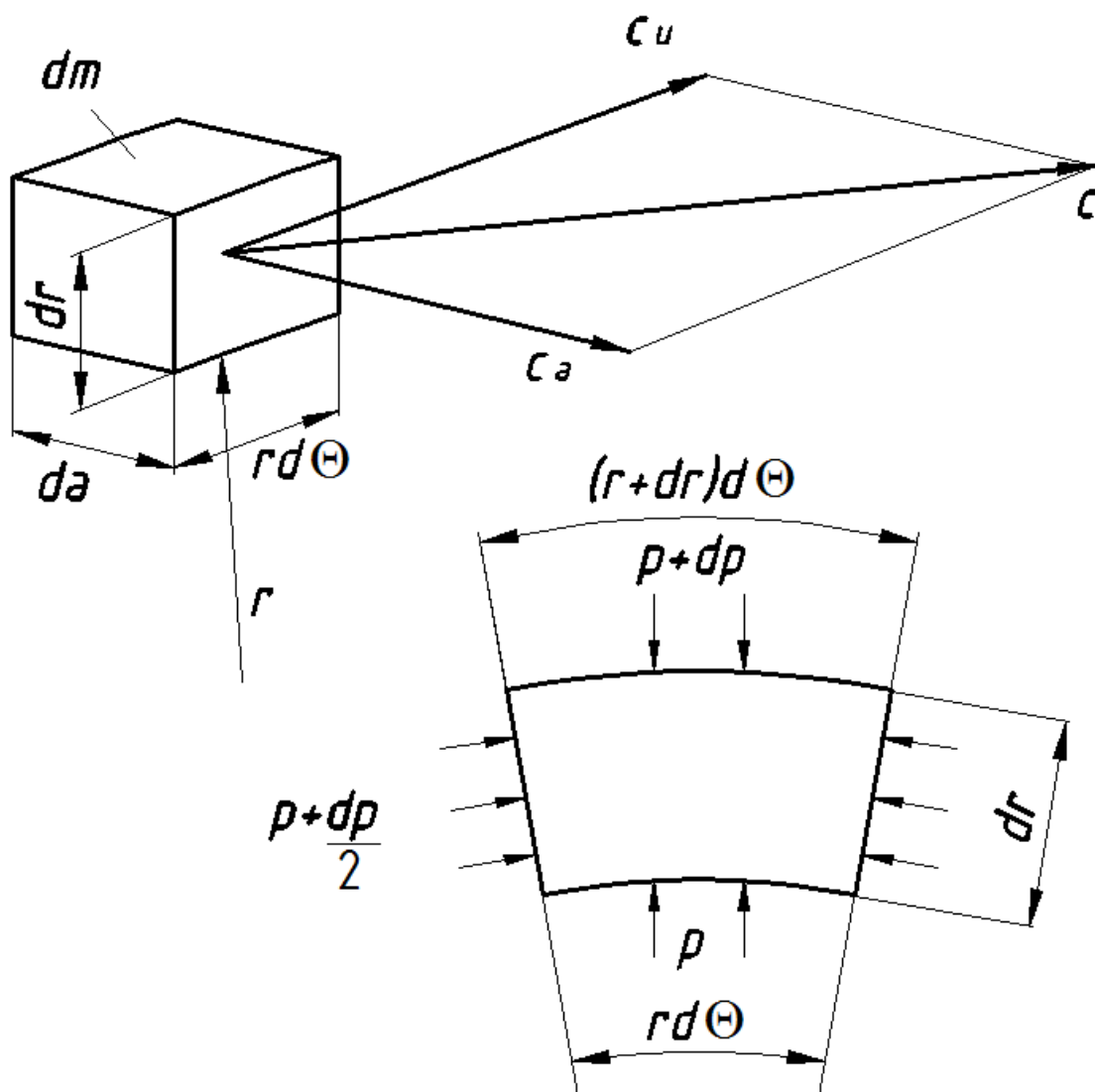


Рис. 2.10. К выводу уравнения радиального равновесия потока в ступени

Сумма всех сил, действующих на объем, как известно, должна быть равна нулю. Запишем это равновесие для радиальной составляющей:

- центробежная сила, действующая на элементарный объем, будет равна $\frac{dm c_u^2}{r}$ (где $dm = \rho da dr d\Theta$ – масса воздуха, заключенного в объеме);

- силовое воздействие на поток отсутствует;

- внешние силы – это силы давления.

Можно записать условие радиального равновесия (сокращенное на da):

$$(p + dp)(r + dr)d\Theta - prd\Theta - 2\left(p + \frac{dp}{2}\right)dr \frac{d\Theta}{2} = \rho c_u^2 dr d\Theta. \quad (2.38)$$

Или, после некоторых преобразований:

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{c_u^2}{r}. \quad (2.39)$$

Это уравнение получило название «уравнение радиального равновесия». Оно является условием равенства ЦБС инерции и сил газодинамических давлений, действующих в радиальном направлении. Оно показывает, что при принятых допущениях градиент давления по радиусу пропорционален квадрату окружной составляющей скорости и обратно пропорционален радиусу.

С другой стороны, связь между давлением и скоростью воздуха может быть получена из уравнения Бернулли

$$\sum_{\text{корн}}^i L_u = \int_{\text{корн}}^i \frac{dp}{\rho} + \frac{c_i^2 - c_{\text{корн}}^2}{2} + \sum_{\text{корн}}^i H_r, \quad (2.40)$$

где $\sum_{\text{корн}}^i H_r$ – работа на преодоление гидравлического сопротивления.

В дальнейших выкладках мы ей здесь пренебрежем.

С учетом того, что $\sum_{\text{корн}}^i L_u = i_i^* - i_{\text{корн}}^*$, а так же с учетом уравнения радиального равновесия (2.39) и того, что $c^2 = c_a^2 + c_u^2$, можно записать:

$$\frac{di^*}{dr} = \frac{c_u^2}{r} + \frac{1}{2} \left(\frac{dc_u^2}{dr} + \frac{dc_a^2}{dr} \right). \quad (2.41)$$

Ступени компрессоров часто проектируют так, чтобы в каждом сечении рабочего колеса энергия, сообщаемая воздуху, была неизменной, т. е. $di^* / dr = \text{const}$. Тогда:

$$\frac{c_u^2}{r} + \frac{1}{2} \left(\frac{dc_u^2}{dr} + \frac{dc_a^2}{dr} \right) = 0. \quad (2.42)$$

Уравнение (2.42) определяет однозначную связь между законами изменения окружной и осевой составляющих скорости воздуха по высоте лопатки перед и за колесом.

Однако одно уравнение не может определить два закона изменения входящих в него величин. По этой причине один из законов выбирают произвольно. Эти законы получили название *законов закрутки*.

2.4.1. Ступень осевого компрессора с постоянной циркуляцией

Закон постоянства циркуляции соответствует безвихревому течению воздуха перед и за РК, т. е. отсутствует градиент скорости между элементарными струйками воздуха. Это, в свою очередь, означает, что внутреннее трение отсутствует, следовательно, нет и соответствующих потерь.

На рис. 2.11 показано изменение давлений и составляющих скорости воздуха в различных сечениях ступени, выполненной по закону постоянства циркуляции и имеющей осевой вход воздуха в рабочее колесо. В этом случае перед рабочим колесом вращение воздуха отсутствует, и поэтому поток имеет одинаковую скорость (только осевую составляющую) и одинаковое давление на всех радиусах. За рабочим колесом воздух закручен, и поэтому давление на периферии больше, чем у основания лопаток. Осевая составляющая скорости везде одинаковая. В направляющем аппарате поток снова приобретает осевое направление. Поэтому за НА воздух опять не вращается, скорость и давление вдоль всей высоты лопаток постоянны.

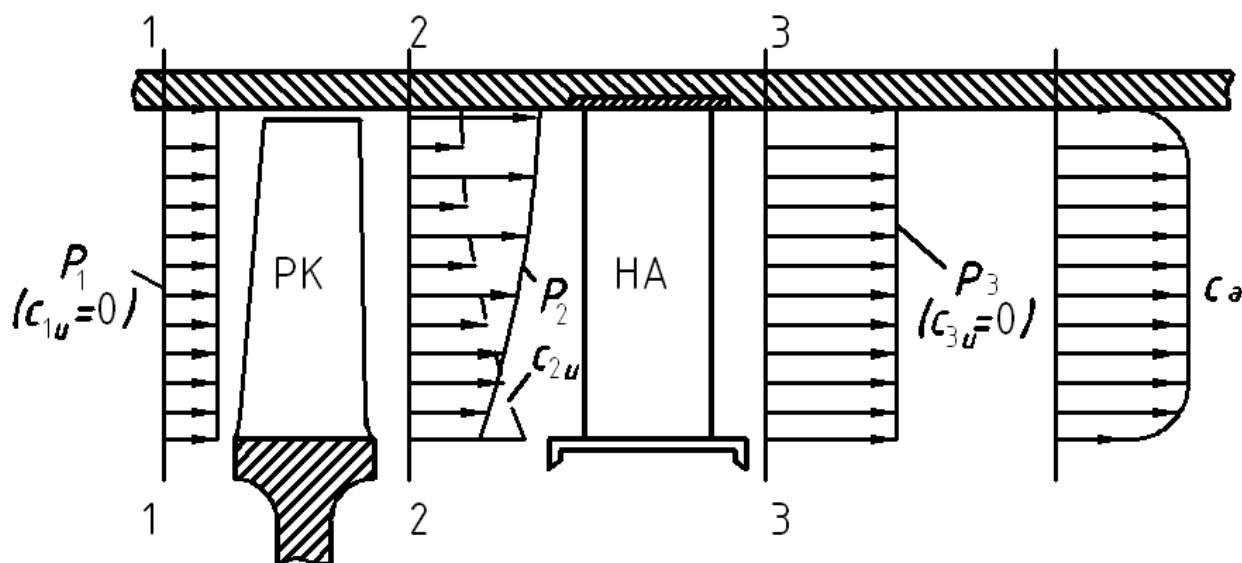


Рис. 2.11. Изменение давления и составляющих скорости воздуха по радиусу в ступени с постоянной циркуляцией

Сравнивая повышение давления в РК и во всей ступени на различных радиусах, нетрудно убедиться, что с увеличением радиуса все большая часть работы сжатия приходится на РК, т. е. степень реактивности ступени растет от втулки к периферии.

Если вычислить циркуляционную скорость вдоль окружности радиуса r с центром на оси вращения ступени, то можно получить:

$$\Gamma = \int_0^{2\pi} c_u r d\vartheta. \quad (2.43)$$

Условие постоянства циркуляции $\Gamma = \text{const}$ означает, что

$$c_u r = \text{const}. \quad (2.44)$$

Следовательно, при законе постоянства циркуляции имеет место постоянство работы по высоте ступени:

$$L_u = u(c_{2u} - c_{1u}) = \omega(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1) \Rightarrow L_u(r) = \text{const}. \quad (2.45)$$

Если учесть (2.35), то можно получить:

$$r\Delta w_u = \text{const}. \quad (2.46)$$

Кроме того, подставив уравнение закона постоянства циркуляции (2.44) в (2.42), можно получить, что

$$c_a(r) = \text{const}. \quad (2.47)$$

Полученные зависимости позволяют построить треугольники скоростей потока для любого радиуса по высоте лопаток, если на каком-либо одном радиусе они известны.

Если известны, например, параметры треугольников скоростей на среднем диаметре, что чаще всего имеет место на практике, то эти же параметры могут быть определены по формулам для любого другого радиуса:

$$c_a = c_{a\text{ср}}; u = u_{\text{ср}} \frac{r}{r_{\text{ср}}}; c_{1u} = c_{1u\text{ср}} \frac{r_{\text{ср}}}{r}; \Delta w_u = \Delta w_{u\text{ср}} \frac{r_{\text{ср}}}{r}.$$

На рис. 2.12 показаны треугольники скоростей ступени, выполненной по закону постоянства циркуляции при условии, что поток не имеет закрутки на входе в ступень ($\alpha_1 = 90^\circ$), а также соответствующие профили лопаток.

Изменение формы треугольников скоростей вдоль радиуса требует соответствующего изменения формы сечений лопаток.

Как видно, в периферийном сечении вектор относительной скорости поворачивается в колесе на небольшой угол. Поэтому профиль периферийного сечения лопатки мало изогнут и обычно делается сравнительно тонким, т. к. на периферии число M_{w1} имеет наибольшее значение. В корневом сечении угол поворота потока в колеса значительно больше. Поэтому здесь профиль сечения лопатки сильно искривлен и, кроме того, развернут по отношению к корневому сечению, т. к. угол β_1 значительно больше, чем на периферии.

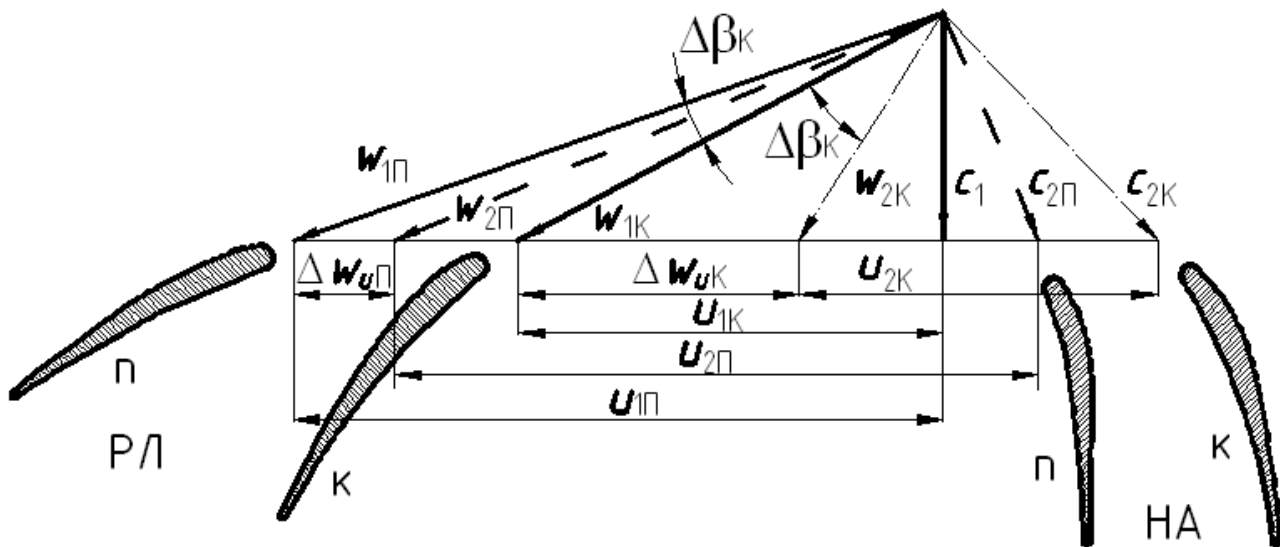


Рис. 2.12. Треугольники скоростей и профили лопаток в корневом (К) и периферийном (П) сечениях в ступени, выполненной по закону постоянства циркуляции

Поток в ступени, спроектированной по закону постоянства циркуляции, наиболее близок к теоретическому, следовательно, КПД такой ступени выше по сравнению со ступенями, выполненными по другим законам закрутки.

Значительное изменение степени реактивности по высоте лопатки, выполненной по закону постоянства циркуляции, ограничивает область применения этого закона. Он, как правило, используется только для проектирования средних и последних ступеней компрессора, которые имеют относительно невысокие лопатки.

Это приводит к значительному увеличению w_1 и, следовательно, M_{w1} на периферии лопаток и c_2 , M_{c2} в их корневой части (см. рис. 2.13).

Чрезмерный рост чисел Маха в указанных сечениях может привести к существенному увеличению гидравлических потерь и, следовательно, к сильному падению КПД и напора ступени.

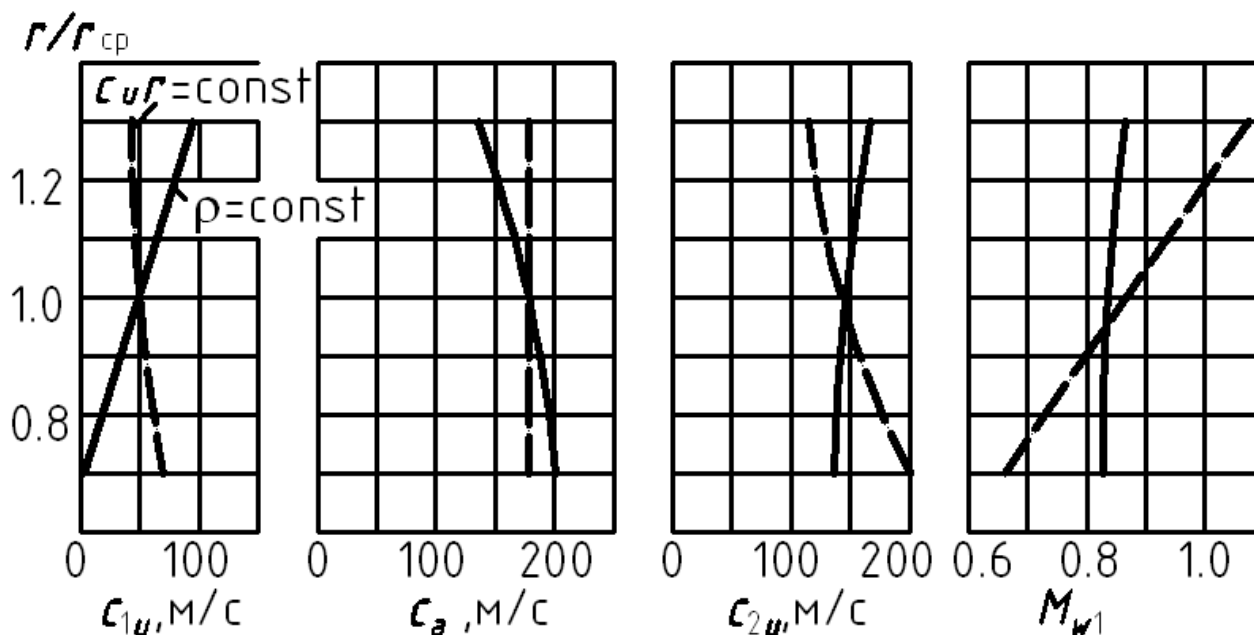
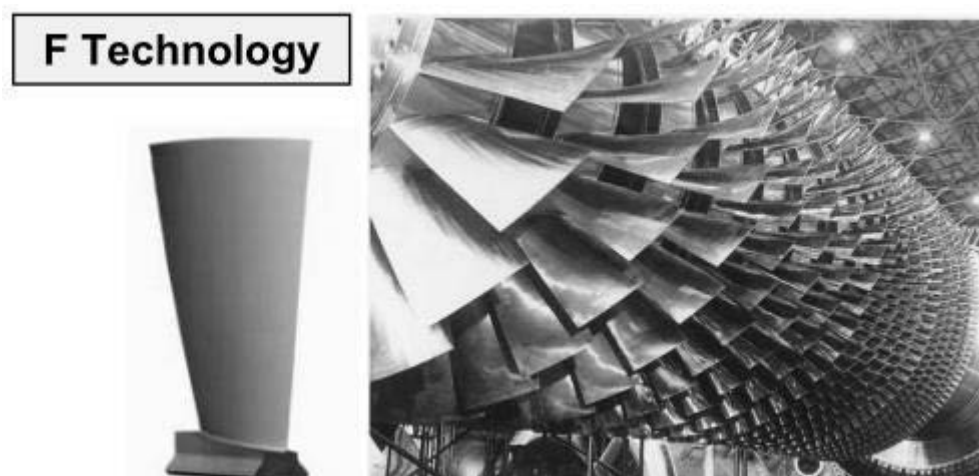


Рис. 2.13. Изменение параметров потока по радиусу ступеней, выполненных по различным законам закрутки

Кроме того, при малых втулочных отношениях $\bar{d} < 0,6$ (первые ступени) сильно увеличивается разница между углами поворота потока $\Delta\beta$ в корневом и периферийном частях лопатки (согласно условию (2.46)). В результате чего лопатки получают сильно пере-
 крученными, не технологичными, возникают сложности при обеспечении прочности такой лопатки, т. е. значительно увеличивается ее стоимость.

Однако стремление в увеличению КПД газотурбинных установок и быстрое развитие средств компьютерного моделирования приводят к тому, что в современных ГТУ даже первые ступени выполняются по законам, близким к закону постоянства циркуляции. Такие лопатки получают на основе 3D-оптимизации ступени, т. е. профилирование таких лопаток производится с учетом вязкости рабочего тела. Отличительными признаками таких лопаток являются криволинейные входная и выходная кромки, высокая степень закрутки, сверхзвуковой периферийный профиль, значительная парусность (увеличение хорды от корневого сечения к периферийному). Существуют примеры, когда для изготовления рабочих лопаток первых ступеней ведущие производители газотурбинных установок применяют композитные материалы.

a



б

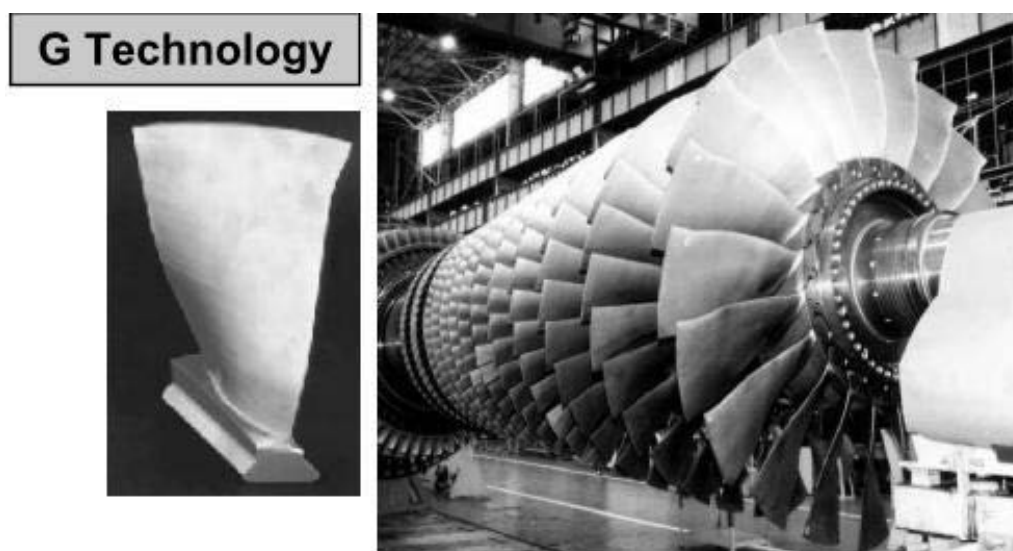


Рис. 2.14. Развитие аэродинамики осевых компрессоров ГТУ:
a – рабочая лопатка и ротор компрессора *M701F*;
б – рабочая лопатка и ротор компрессора *M701G*¹

2.4.2. Ступень с постоянной реактивностью

В разделе 2.2 было отмечено, что причиной ухудшенной работы ступени с малым втулочным отношением, выполненной по закону постоянства циркуляции, является значительный рост степени реактивности по радиусу.

Для снижения этих недостатков применяются другие законы закрутки.

¹ Из рекламного проспекта фирмы *Mitsubishi Heavy Industries LTD*

Одним из наиболее распространенных является закон постоянства степени реактивности:

$$\rho = 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u} = \text{const} . \quad (2.48)$$

Вторым неперменным требованием при этом является сохранение работы каждой элементарной ступени постоянной, т. е.

$$L_u(r) = \text{const} .$$

В противном случае из-за перераспределения энергии между отдельными струйками в потоке возникнут дополнительные гидравлические потери.

Решая уравнения (2.45) и (2.48) совместно, относительно c_{1u} и c_{2u} , найдем:

$$c_{1u} = u(1 - \rho) - \frac{L_u}{2u} , \quad (2.49)$$

$$c_{2u} = u(1 - \rho) + \frac{L_u}{2u} . \quad (2.50)$$

Из (2.49) следует, что с увеличением радиуса r растет.

Это, в свою очередь, будет приводить к тому, что для выполнения условий $\rho(r) = \text{const}$ осевая составляющая скорости c_{1a} с увеличением радиуса должна уменьшаться.

Закрутка рабочих лопаток в таких ступенях несколько меньше, что позволяет обеспечить их прочность (см. рис. 2.14 а). Однако направляющие лопатки в таких ступенях получаются достаточно сильно закрученными.

Ступени с постоянной реактивностью и близкие к ним по характеру изменения ρ по радиусу находят широкое применение в авиационных ГТД и приводных ГТУ, в особенности в качестве первых ступеней дозвуковых компрессоров.

Естественно, что помимо этих двух законов применяются и другие законы закрутки.

В общем виде их можно записать в виде:

$$c_u = Ar + B/r , \quad (2.51)$$

где A и B – постоянные коэффициенты.

В частности можно привести еще один закон закрутки – закон «твердого тела» $c_u = r \cdot \text{const}$.

Закон постоянства угла выхода $\alpha_1(r) = \text{const}$ в ступенях ОК не применяется, т. к. поток получается сильно закрученным на выходе из ступени.

2.5. ОСНОВЫ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

После расчета ступени с учетом выбранного закона закрутки необходимо выбрать соответствующую форму пера лопаток, определить количество рабочих и направляющих лопаток, т. е. провести аэродинамический расчет.

Методы аэродинамического расчета ступени ОК основаны на анализе течения воздуха через элементарные ступени, расположенные на различных радиусах. При этом предполагается, что эти элементарные ступени работают независимо друг от друга. Полагают, что течение происходит на концентрических поверхностях тока, близких к цилиндрическим, а радиальная протяженность каждой элементарной ступени стремится к нулю.

Исходя из этих допущений, становится возможным вместо осесимметричного течения рассматривать его развертку на плоскость, т. е. рассматривать течение через плоскую решетку. Это положение называется «гипотезой плоских течений», которую выдвинул еще Н. Е. Жуковский.

Задача аэродинамического расчета сводится к нахождению связи между треугольниками скоростей ступени с параметрами решетки.

Пусть на профиль действует аэродинамическая сила P (рис. 2.15).

Тогда проекции этой силы можно вычислить:

$$\begin{aligned} P_x &= c_x \rho_m \frac{w_m^2}{2} b, \\ P_y &= c_y \rho_m \frac{w_m^2}{2} b, \end{aligned} \quad (2.52)$$

где c_y и c_x – коэффициенты подъемной силы и сопротивления профиля в решетке соответственно; b – хорда профиля.

С другой стороны:

$$P_a = \rho \cdot t \cdot \Delta w_u \cdot w_{ma}. \quad (2.53)$$

Из рис. 2.15 следует, что

$$P_y = P \cos \Theta = \frac{P_u \cos \Theta}{\sin(\beta_m + \Theta)}, \quad (2.54)$$

где Θ – угол отклонения полной аэродинамической силы от направления подъемной силы вследствие трения.

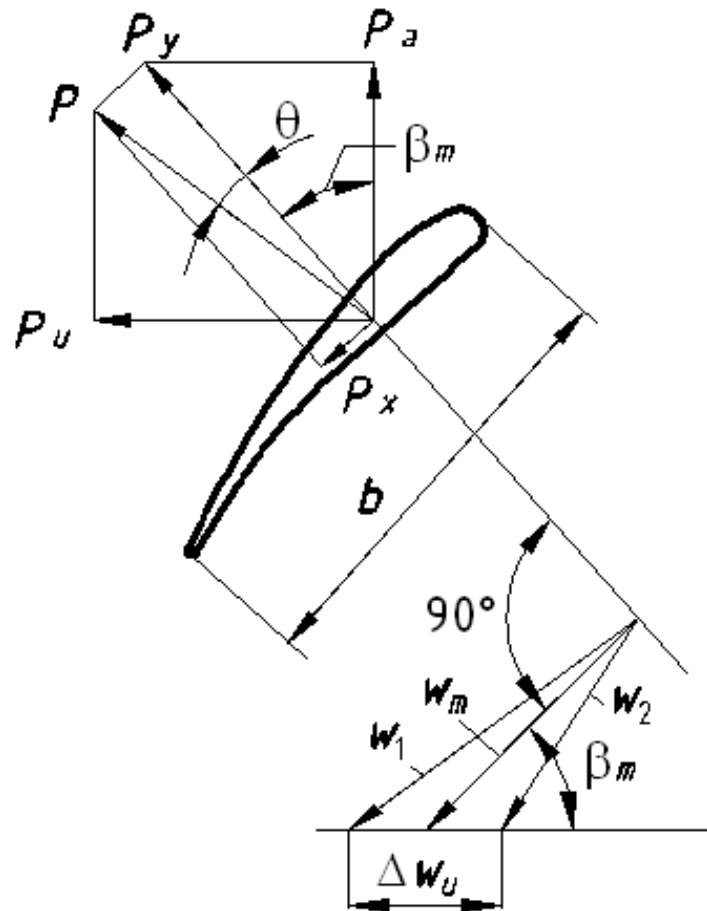


Рис. 2.15. К выводу основного уравнения аэродинамического расчета колеса

В решетках ОК этот угол отклонения мал и равен $\Theta = 3...5^\circ$, т. е. $\cos\Theta \rightarrow 0$.

Подставляя (2.54) в выражения (2.52) и учитывая, что $w_m = w_{ma} / \sin \beta_m$, можно найти:

$$c_y = \frac{b}{t} = \frac{2 \sin^2 \beta_m}{\sin(\beta_m + \Theta)} \cdot \frac{\Delta w_u}{c_a}, \quad (2.55)$$

Уравнение (2.55) – это основное уравнение аэродинамического расчета ступени ОК. Оно устанавливает взаимосвязь между коэффициентом подъемной силы профиля в решетке c_y , густотой решетки b/t и величиной соотношения закрутки к осевой скорости $\Delta w_u / c_a$, т. е. связывает геометрические и кинематические параметры ступени.

При проектировании ступени после определения треугольников (правая часть уравнения (2.55)) густоту решетки подбирают таким образом, чтобы уравнение выполнялось.

Для определения зависимости $c_y = f(b/t)$ проводятся экспериментальные продувки плоских решеток.

Продувки необходимы и для того, чтобы правильно выбрать основные расчетные параметры решетки и профиля, режим работы решетки, оценить работу решетки на нерасчетных режимах (изменение угла отклонения потока $\Delta\beta$, гидравлическое сопротивление и аэродинамические силы с изменением угла атаки), а также для определения чисел Маха и геометрических параметров решетки.

Зависимость угла отклонения потока в решетке, ее гидравлического сопротивления и аэродинамических сил от угла атаки и чисел Маха потока называют *характеристиками решетки*.

Получают характеристики решетки, как правило, экспериментально. Хотя в последнее время все большее распространение получило компьютерное моделирование в соответствующих программных пакетах.

2.6. ПОТЕРИ В ЛОПАТОЧНОМ ВЕНЦЕ

Деление потерь в лопаточном венце на составляющие достаточно условно, так как все они связаны между собой. И определить эти составляющие по отдельности довольно сложно.

Все потери в турбомашинах можно разделить на две большие группы (см. рис. 2.16): внутренние (потери в проточной части) и внешние (потери на трение в подшипниках, в концевых уплотнениях и др.).

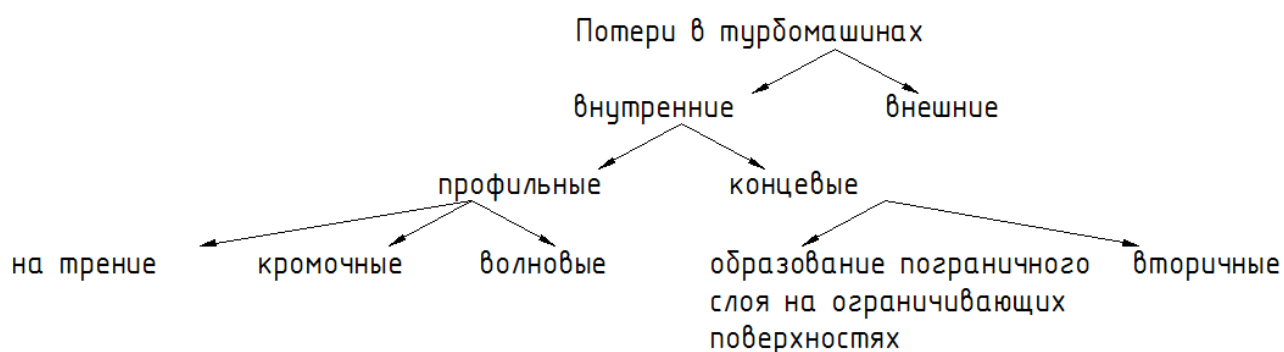


Рис. 2.16. Классификация потерь в турбомашинах

Все внутренние потери возникают вследствие реальности рабочего тела и проявления его вязкости (свойство сопротивляться деформации сдвига).

Вязкость приводит к образованию пограничного слоя на поверхностях, которые обтекает газовый поток; к формированию пограничного слоя между слоями газового потока, движущихся с различными скоростями.

Все внутренние потери могут быть условно разделены на профильные и концевые.

Профильные потери связаны с образованием пограничного слоя на поверхностях лопаточного профиля в решетке (т. е. на спинке и корытце).

При фиксированном числе Маха профильные потери зависят от относительной толщины профиля и шероховатости поверхности.

Профильные потери складываются из потерь на трение, кромочных потерь и волновых потерь:

$$\xi_{\text{пр}} = \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{кр}} + \xi_{\text{волн}}. \quad (2.56)$$

Потери на трение связаны непосредственно с образованием пограничного слоя на вогнутой и выпуклой части профиля и его взаимодействием с основным потоком.

В точке *A* на входной кромке (рис. 2.17) поток разветвляется. Начинают образовываться пограничные слои на спинке и на корытце, однако характер их различен. На корытце расстояние *l* перехода от ламинарного пограничного слоя в турбулентный значительно больше, что связано с наличием аэродинамической силы *P*.

Однако на расчетных углах атаки срыва пограничного слоя не возникает.

При положительных углах атаки ($c_a < c_{a \text{ расч}}$) срыв возможен на спинке (см. рис. 2.18), что является ответной реакцией канала на снижение расхода рабочего тела.

При отрицательных углах атаки ($c_a > c_{a \text{ расч}}$) срыв возможен на корытце. Однако аэродинамическая сила этому препятствует, поэтому срыв возникает на более высоких углах атаки.

Минимум профильных потерь соответствует значению угла атаки, близкому к нулю (рис. 2.19). Начиная с некоторого значения $i_{\text{кр}}$ происходит срыв на выпуклой или вогнутой поверхности профиля.

Величина критического угла атаки $i_{кр}$ зависит от числа Маха потока на входе в РК.

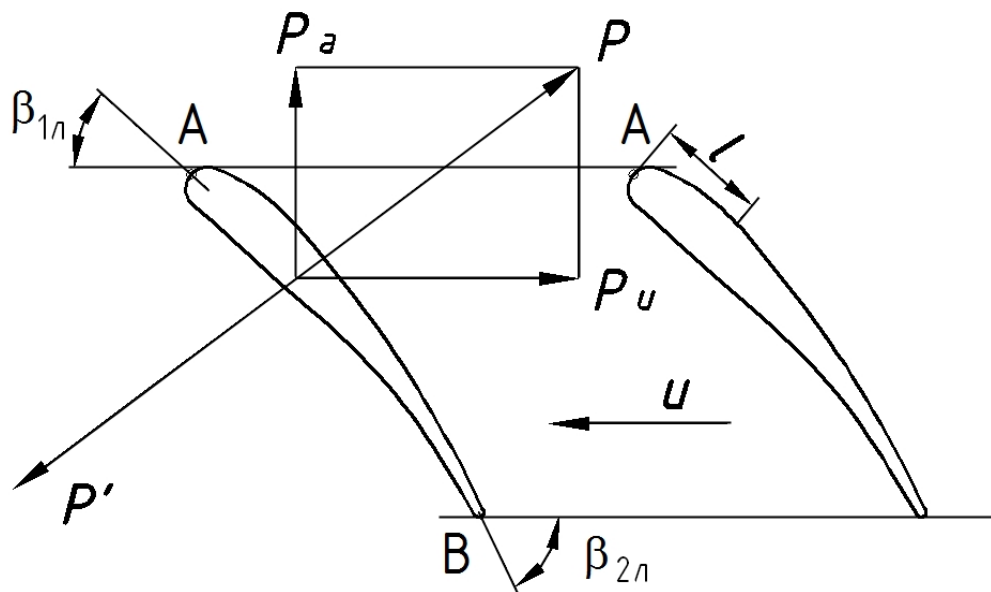


Рис. 2.17. К пояснению возникновения пограничного слоя на поверхности лопатки

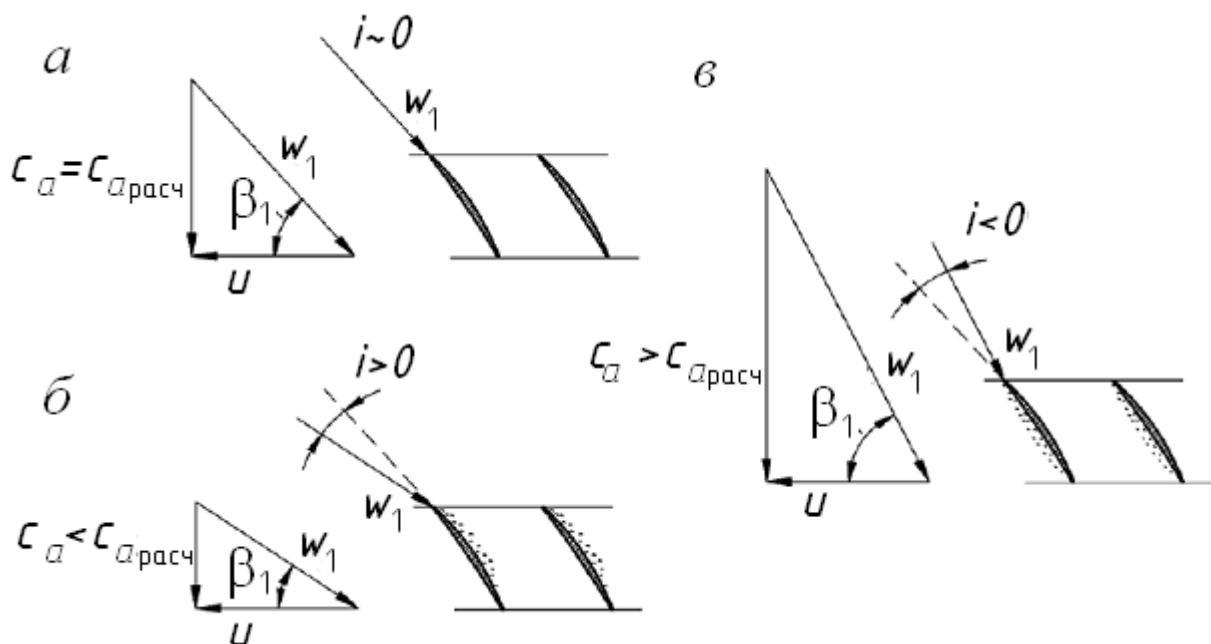


Рис. 2.18. Схема обтекания рабочих лопаток ОК:
а – расчетный режим работы; б и в – нерасчетные режимы работы

Необходимо отметить очень важный момент: максимальное значение КПД решетки соответствует углу атаки $i_{опт} > i_{\xi min}$. Рост КПД решетки при $i > i_{\xi min}$ объясняется ростом $\Delta\beta$, Δw_u и L_u . Потери при малых углах атаки растут медленно. При дальнейшем увеличе-

нии возникают интенсивные срывы потока со спинки профиля, что резко увеличивает гидравлическое сопротивление, замедляет рост, а затем и снижает $\Delta\beta$, Δw_u и L_u , что в конечном итоге приводит к снижению КПД решетки при $i > i_{\text{опт}}$.

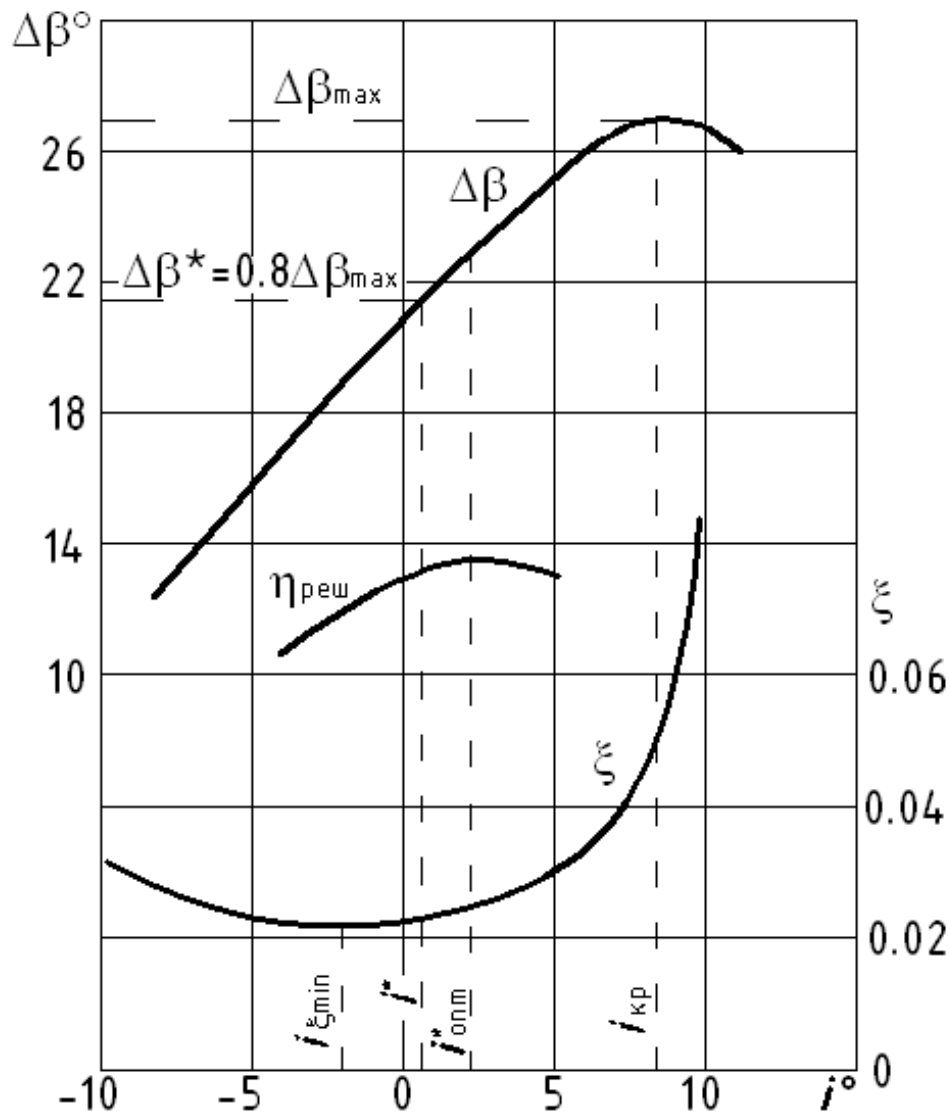


Рис. 2.19. Характеристика плоской компрессорной решетки

Обычно $i_{\text{опт}} \approx 0...5^\circ$ и соответствует началу срыва потока. Поэтому при проектировании обеспечивают некоторый запас по углу атаки на случай отклонений от расчетных режимов.

По данным некоторых исследований (Холщевников, Хоуэлл) за расчетный угол атаки желательно принимать такой, при котором $\Delta\beta = 0,8\Delta\beta_{\text{max}}$.

Кромочные потери связаны со смыканием потоков с различными скоростями в точке B (рис. 2.17). В результате такого слияния

возникает интенсивное течение в градиентом скорости («спутный след»). Численно кромочные потери равны работе сил трения на выравнивание потока. Заметим также, что уровень этих потерь в компрессорных ступенях много меньше, чем в ступенях турбинных.

Для снижения кромочных потерь выходные кромки РЛ и НЛ выполняют предельно тонкими (с минимально возможным радиусом скругления). Острыми или «ножевыми» кромки сделать невозможно по вопросам обеспечения прочности.

Выравнивание и размывание «спутного» следа за лопаточным венцом происходит в осевом зазоре, а значит, осевые зазоры играют существенную роль и в обеспечении устойчивой работы.

Малые по величине осевые зазоры приводят к неравномерностям обтекания последующего лопаточного венца, к повышению уровня аэродинамического шума компрессора. Возникает опасность вибрационного разрушения лопаточного аппарата, а также угроза осевых задеваний роторных деталей о статорные.

Рекомендуемые значения осевых зазоров находятся в диапазоне $s_1 \approx s_2 \approx (0,15...0,30)b$.

Волновые потери. При локальных значениях числа Маха потока больше единицы, проявляется волновое сопротивление профилей. Для профиля используют понятие критического значения числа Маха, при котором в некоторой точке потока вблизи профиля достигается местная скорость звука. При $M_{wl} > M_{кр}$ на поверхности лопатки образуется сверхзвуковая зона, заканчивающаяся системой скачков уплотнения, за которыми возникает интенсивный отрыв пограничного слоя с профиля лопатки, что вызывает значительные потери энергии. Они связаны с потерей полного давления, обусловленной взаимодействием потока с данными скачками. Более подробно эти вопросы будут рассмотрены в разделах 2.7–2.9.

Концевые потери. Первая группа концевых потерь связана с образованием пограничного слоя на поверхностях, ограничивающих межлопаточный канал, что приводит к изменению параметров рабочего тела вблизи ограничивающих поверхностей.

Вторичные потери в основном обусловлены генерацией вихрей в межлопаточном канале из-за перетекания жидкости от вогнутой поверхности, где давление выше, к выпуклой, где давление ниже. При условии отсутствия радиальных зазоров это течение, взаимодействуя с основным потоком, образует два противоположно вращающихся

вихря («парный вихрь»), оси которых вытянуты вдоль канала (рис. 2.20 *а*).

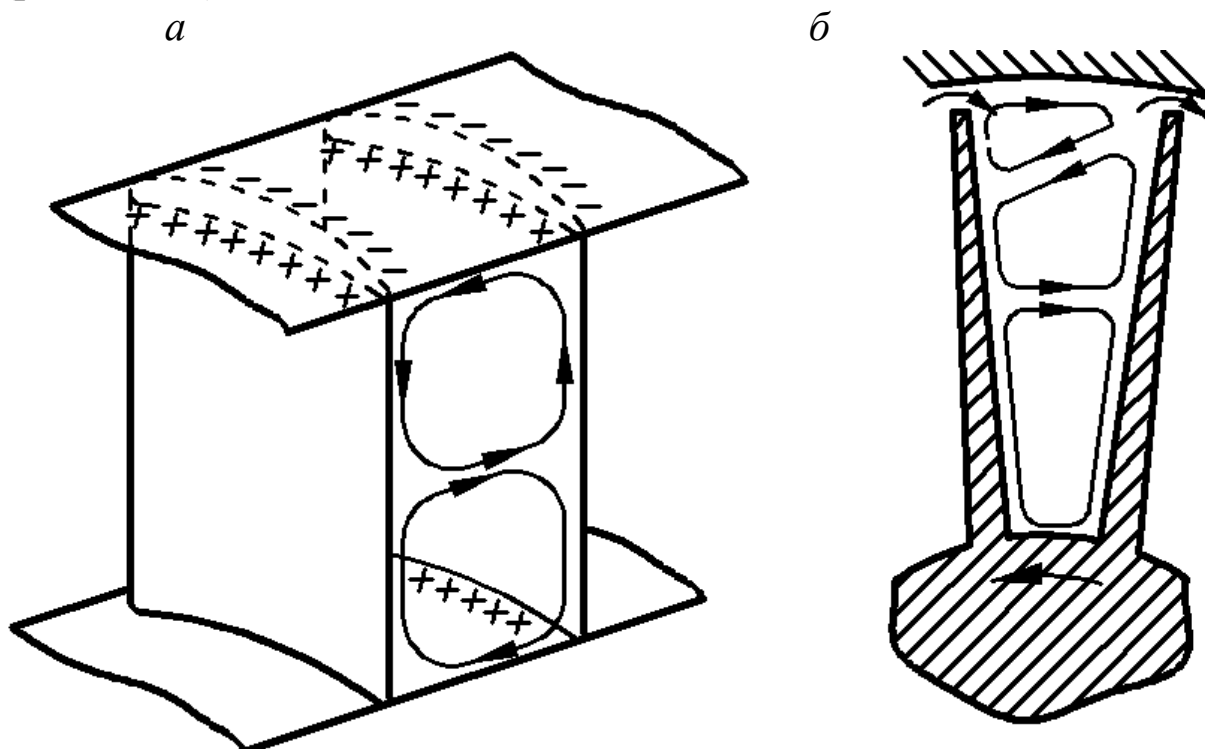


Рис. 2.20. Схема возникновения вторичных течений в межлопаточном канале:

а – образование «парного вихря»;

б – вторичные течения при наличии радиального зазора

Результаты проведенных экспериментов показали, что вторичные потери проявляются в пристеночной области, ограниченной расстоянием от торцевых поверхностей, приблизительно равным хорде лопаток.

Существенное влияние на интенсивность вихревого течения оказывают радиальные зазоры, которые зависят на установившемся режиме от температуры деталей ротора и статора, деформации ротора под действием центробежных сил и силы тяжести. На переходных режимах величина радиальных зазоров зависит дополнительно от тепловой инерции деталей ротора и статора.

Перетекания через радиальный зазор приводят к тому, что давление на спинке растет, а на корытце снижается. Этот эффект наблюдается на участке лопатки, равном $5\delta_p$ (см. рис. 2.20 *б*).

В результате перетекания через радиальный зазор падают КПД и напор в ступени.

Влияние радиального зазора зависит, в первую очередь, от величины относительного зазора δ_p/l_p . Также оказывают влияние степень реактивности, удлинение лопаток и т. д.

Например, при $\rho = 0,5 \dots 0,7$ увеличение зазора на 1 % приводит к снижению КПД на 2 % и падению напора на 3...5 %.

Вместе с тем практика эксплуатации компрессоров показывает, что «нулевые» зазоры могут приводить даже к снижению КПД ступени, так как они влекут за собой интенсивные вторичные вихревые течения в межлопаточном канале. Заметим, что при $\delta_p/l_p = 0,01$ КПД ступени несколько возрастает, в сравнении с «нулевым» зазором, вследствие размывания «большого вихря».

В процессе доводки конструкции нового осевого компрессора желательно определить оптимальное значение радиальных зазоров, которое следует выдерживать в дальнейшем при проведении ремонтов.

Величина радиального зазора у корня в необандаженных направляющих лопатках также оказывает влияние на течение в межлопаточном канале, хотя и меньшее в сравнении с рабочими лопатками. При определенном корневом радиальном зазоре может быть достигнут более широкий диапазон бесрывного обтекания по углу атаки.

В ряде случаев НА в компрессорных ступенях могут выполняться с бандажом, что повышает КПД ступени, но естественно, усложняет ее конструкцию (рис. 2.21).

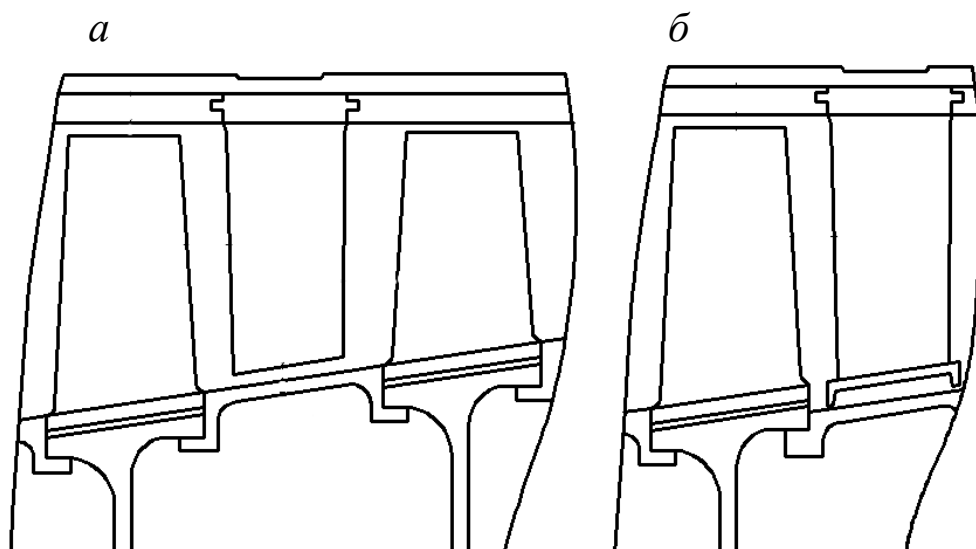


Рис. 2.21. Конструктивная схема ступени ОК:
а – с необандажными НА; б – с обандаженными НА

2.7. НАЗНАЧЕНИЕ, ОСОБЕННОСТИ И РАБОТА СВЕРХ- И ТРАНСЗВУКОВЫХ СТУПЕНЕЙ

Компрессор – наиболее крупный по размеру и массе элемент ГТУ, определяющий массогабаритные характеристики всей установки (двигателя).

Поэтому стремление к уменьшению его габаритов, массы и увеличению его производительности (удельного расхода воздуха G_B / F_{BX}) является вполне закономерным. Добиться этого можно двумя путями:

- уменьшив число ступеней за счет повышения их напорности;
- уменьшив осевые зазоры и хорды лопаток (естественно, что при этом могут возникнуть проблемы с обеспечением прочности лопаток и высоким шумом).

В тоже время удельный расход воздуха G_B / F_{BX} определяется:

- втулочным отношением \bar{d} первой ступени;
- уровнем числа Маха M_1 .

В дозвуковых ступенях с $M_{w1} \leq 0,8 \dots 0,9 < M_{1кр}$ и при условии $w_1 = \text{const}$ повысить расход воздуха можно только за счет увеличения угла β_1 , снижения окружной скорости или увеличения предварительной закрутки потока против направления вращения, что легко увидеть в треугольниках скоростей ступени ОК.

Однако все эти мероприятия приведут к снижению окружной работы L_u и степени повышения давления π_k^* , что сделает необходимым увеличение числа ступеней.

Увеличение относительного расхода за счет снижения втулочного отношения ограничено вопросами прочности и трудностями получения высокой работы у втулки (в корне) из-за малой окружной скорости (см. раздел 2.1.3).

Таким образом, с учетом всех приведенных данных, можно сделать вывод, что снижение габаритов и увеличение относительного расхода возможны только при переходе к сверхзвуковым ступеням.

Основанием для этого служит то, что при $M_1 \leq 1,3 \dots 1,4$ в возникающих на профиле лопатки скачках уплотнений происходит существенное повышение давления (статического) при достаточно высоком КПД.

Ранее были рассмотрены особенности работы ступеней дозвуковых с небольшими скоростями тока, когда сжимаемость газа не оказывает существенного влияния на характер обтекания решетки. Однако при увеличении числа Маха $M_{c1} > 0,7$ местные скорости в отдельных сечениях профиля могут достигать скорости звука. При этом образуются зоны сверхзвуковых скоростей с замыкающими их скачками уплотнений, которые приводят к появлению волновых потерь.

У основания скачков уплотнения возникают отрывы пограничного слоя от поверхности профиля, что резко увеличивает коэффициент потерь.

Число Маха на входе в решетку, при котором в какой-либо точке профиля скорость потока становится равной местной скорости звука, называется *критическим числом Маха* и обозначается $M_{кр}$.

Величина при заданных термодинамических параметрах может меняться в достаточно широких пределах:

- максимально при нулевых углах атаки;
- снижение относительной толщины \bar{c}_{max} профиля увеличивает . Можно говорить о том, что снижение с 10 до 5 % увеличивает значение на 25...35 %;
- зависимость $M_{кр}$ от густоты решетки b/t имеет экстремальный характер. С ростом густоты $M_{кр}$ сначала возрастает, т. к. это способствует безотрывному обтеканию, однако затем начинает снижаться из-за роста местной диффузорности струек в хвостовой части профиля;
- уменьшение угла установки профиля β_y снижает вследствие роста диффузорности межлопаточного канала и увеличивает этим вероятность отрыва потока.

Дальнейшее увеличение числа Маха потока на входе в решетку при $M_1 > M_{кр}$ приводит к расширению сверхзвуковых зон по высоте лопатки, усилению интенсивности местных скачков уплотнений и увеличению зоны отрыва пограничного слоя.

Однако увеличение числа Маха возможно лишь до определенного значения, при котором область звуковых и сверхзвуковых течений перекроет все узкое сечение межлопаточного канала. Такое

число Маха при заданном угле атаки i называется *максимальным числом Маха* и обозначается $M_{i\max}$.

Дальнейшее увеличение скорости набегающего потока сверх $M_{i\max}$, следовательно, увеличение объемного расхода воздуха через дозвуковую решетку становятся невозможными (происходит «запирание» решетки).

При обтекании решетки с обычной дозвуковой лопаткой сверхзвуковым потоком перед решеткой образуется система головных ударных волн. Каждая головная ударная волна представляет собой криволинейный скачок уплотнения переменной интенсивности. За скачком также возникает отрыв пограничного слоя, сопровождающийся резким ростом потерь (рис. 2.22). Потери эти могут быть настолько велики, что давление в решетке не возрастет, а упадет.

Работа ступеней, спроектированных дозвуковыми, на сверхзвуковом режиме недопустима. Для использования всех преимуществ сверхзвуковых ступеней необходимо применять специальное профилирование лопаток.

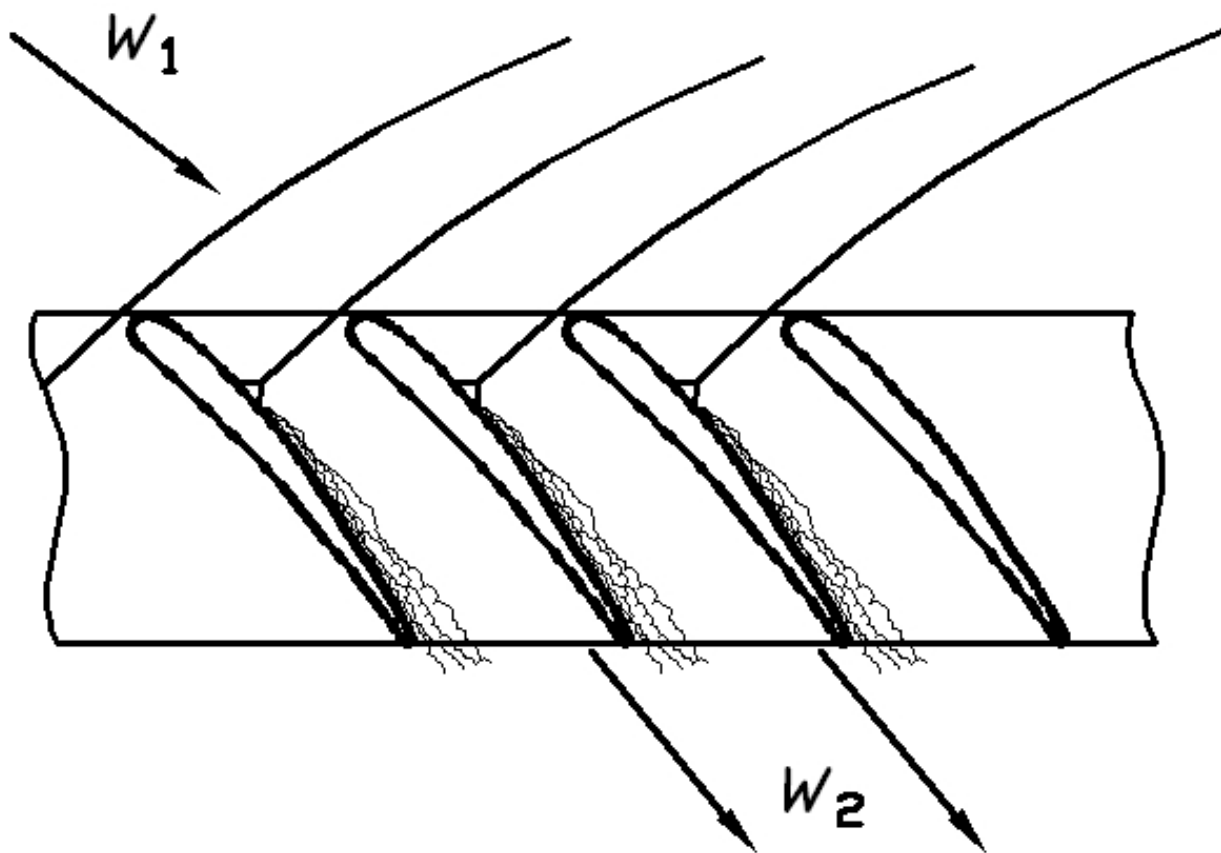


Рис. 2.22. Обтекание дозвуковой решетки сверхзвуковым потоком

Профиль лопатки для сверхзвуковой ступени имеет ряд особенностей:

- малая относительная толщина профиля $\bar{c}_{\max} \leq 0,03...0,05$;
- смещение максимального прогиба средней линии на $(0,5...0,6)b$;
- тонкая (ножевая) входная кромка;
- наличие прямолинейного (или близкого к нему) входного участка спинки профиля;
- умеренное значение диффузорности межлопаточного канала.

Обычно ступени осевого компрессора, спроектированные на повышенные углы Маха, делят на транс- и сверхзвуковые.

Трансзвуковые ступени – это ступени, в которых скорости рабочего тела РК или НА (или одновременно) близки к скорости звука ($M \leq 0,9...1,1$). В первую очередь это имеет место в периферийной части РК, иногда в корне НА.

Сверхзвуковые ступени – это ступени, в которых скорости рабочего тела перед РК или НА (или одновременно) по всей высоте лопатки превышают скорость звука ($M \geq 1,1...1,2$).

При этом такие ступени могут иметь разное исполнение:

1) сверхзвуковое РК и дозвуковой НА;

2) РК и НА сверхзвуковые:

а) $w_1 > a_1$, $w_2 < a_2$ и $c_2 > a_2$, что достигается за счет большой закрутки Δw и высокой окружной скорости u ;

б) , $w_2 > a_2$, и $c_3 < a_3$, т. е. в РК поток поворачивается без существенного торможения.

Рассмотрим течение воздуха в решетке, рассчитанной на торможение потока от сверхзвукового до дозвукового.

В принципе такой переход возможен и без скачков уплотнений, но это требует предельно малой конфузорности канала и «нулевой» передней кромки – такая решетка будет устойчиво работать только на одном режиме – номинальном.

Как уже было сказано, при $M_1 \leq 1,3...1,4$ потери в скачке уплотнения достаточно малы, а повышение давления значительно. Следовательно, торможение потока в системе скачков малой интенсивности можно использовать для повышения давления в решетке без существенного увеличения потерь.

При этом надо стремиться обеспечить такое профилирование, чтобы скачки не вызывали отрыва пограничного слоя. Это достигается в случае прямолинейного входного участка на спинке, острой передней кромки и малой клиновидности входного участка профиля, т. е. если поток на входе не будет претерпевать изменений.

В ступенях с лопатками, имеющими рассмотренные ножевые кромки, реализуются так называемые внутренние скачки уплотнений (рис. 2.23). Однако такие ступени не получили широкого распространения из-за вопросов обеспечения прочности и высокого эрозионного износа.

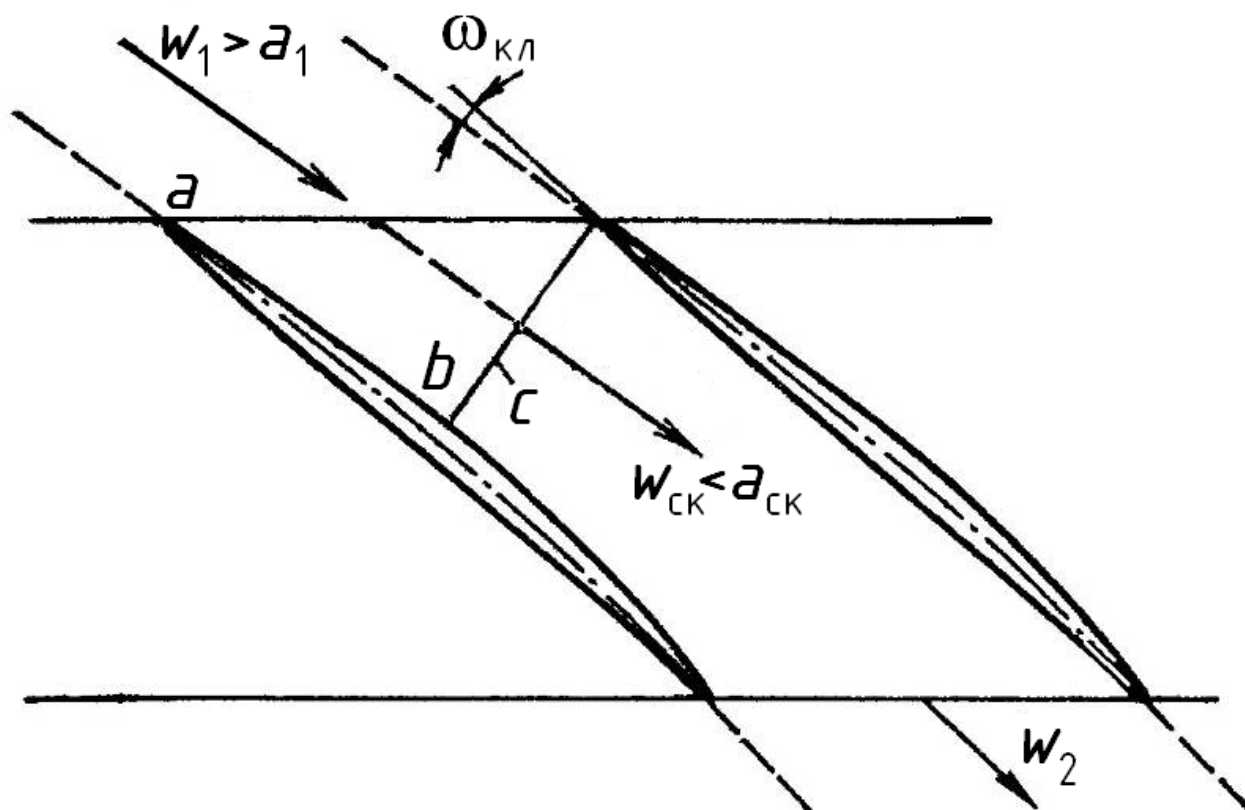


Рис. 2.23. Схема сверхзвуковой решетки с торможением потока во внутреннем скачке уплотнения:
 $a-b$ — прямоточный участок; $w_{кл}$ — угол клина; c — прямой участок

Как правило, применяются лопатки со скругленными входными кромками. Это приводит к тому, что перед решеткой на всех режимах образуется система головных ударных волн (рис. 2.24). При этом совершенно естественно, что чем тоньше кромка, тем ближе течение к схеме с прямыми скачками уплотнений в канале (внутренними скачками уплотнений).

Воздух проходит ударные волны и волны расширения (показаны пунктиром). В последней ударной волне происходит переход от

сверхзвукового течения к дозвуковому. Далее дозвуковой поток тормозится в диффузорном канале.

Потери при течении с системой ударных волн немного выше, чем с прямыми скачками в канале.

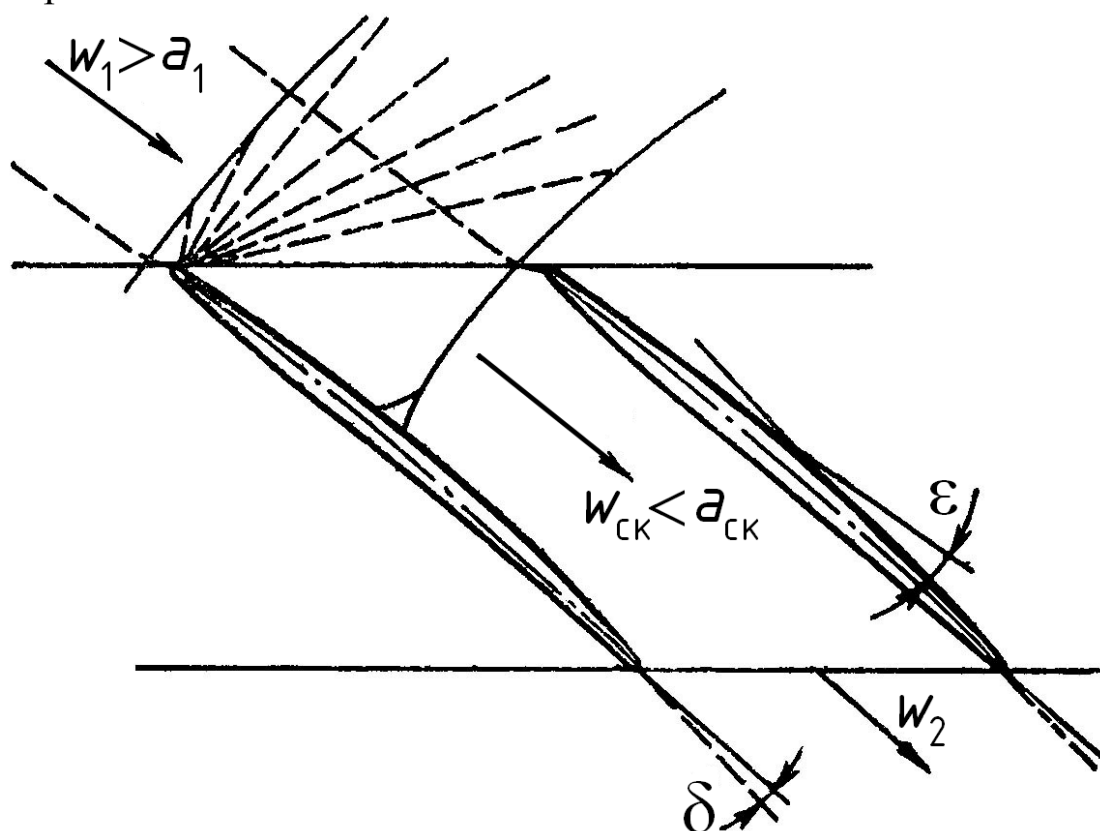


Рис. 2.24. Течение с головными волнами в решетке со сверхзвуковым профилированием лопаток: δ – угол отставания потока; ϵ – угол кривизны профиля

В остальном параметры потока, треугольники скоростей, закрутка потока по радиусу не имеют существенных отличий от описанных выше дозвуковых ступеней.

Хотя можно выделить и некоторые особенности:

- вход потока в сверхзвуковых ступенях выполняют или осевым, или с небольшой закруткой;
- обтекание сверхзвуковых лопаток с закругленными кромками возможно только при положительных углах атаки.

В заключении выделим преимущества и недостатки сверхзвуковых ступеней.

Недостатки:

- 1) диапазон устойчивой работы сверхзвуковых ступеней уже. Чрезмерная чувствительность к углам атаки, вследствие чего эти ступени имеют крутые характеристики;

2) ступени более чувствительны к неточностям изготовления, однако изготовить их несколько проще;

3) тонкие лопатки с острыми кромками более склонны к вибрации и более чувствительны к повреждениям и износу;

4) уровень шума таких ступеней выше;

5) сравнительно невысокий КПД ($\eta_{ад} \approx 0,85$) на расчетном режиме и несколько меньший на нерасчетных режимах.

Преимущества:

1) возможность увеличить КПД компрессора в целом за счет снижения числа ступеней;

2) увеличение производительности компрессора и напора всех ступеней, что при заданной степени повышения давления компрессора π_k^* позволят уменьшить его габариты и массу;

3) увеличение окружной скорости u дает возможность более полно нагрузить турбину, приводящую компрессор, снизить число ее ступеней, габариты и массу.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Поясните принцип работы ступени осевого компрессора.
2. Какие параметры ступени осевого компрессора Вы можете назвать? Что влияет на их выбор?
3. Нарисуйте процесс сжатия воздуха в ступени ОК в i - S – диаграмме. Обозначьте основные величины.
4. При прочих равных условиях ступень с какой степенью реактивности будет иметь больший напор и почему?
5. Для чего лопатки ОК выполняют закрученными?
6. Какие законы закрутки, применяемые при проектировании ОК, Вы можете назвать? Каковы их основные преимущества и недостатки?
7. Какие потери выделяют в ступени ОК? В чем они проявляются? Как их можно снизить?
8. Почему рабочие лопатки ОК не выполняют обандаженными?
9. При каком угле атаки КПД ступени ОК максимален и почему?
10. Поясните принцип работы сверхзвуковой ступени ОК.

3. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

3.1. СВЯЗЬ МЕЖДУ ПАРАМЕТРАМИ СТУПЕНИ И КОМПРЕССОРА

Выше было показано, что в одной дозвуковой ступени компрессора можно повысить давление воздуха в 1,2...1,4 раза, а в сверхзвуковой – в 1,5...2,5 раза. Однако для удовлетворения требованиям высокой экономичности цикла ГТУ степень повышения давления в компрессоре должна быть порядка 10...30 и более. Этого можно добиться только путем последовательного сжатия воздуха в ступенях многоступенчатого компрессора.

В качестве примера можно привести следующие цифры. Авиационные ГТД V поколения (с начала 1980-х годов) в двигателях гражданского назначения имеют степень повышения давления 32...45, а в двигателях военного назначения – 24...35. Степени повышения давления в компрессорах ГТД VI поколения (позднее 2006 года) составляют соответственно 50...60 и 25...40.

Для стационарных ГТУ эти показатели несколько скромнее (см. табл. 3.1).

Таблица 3.1

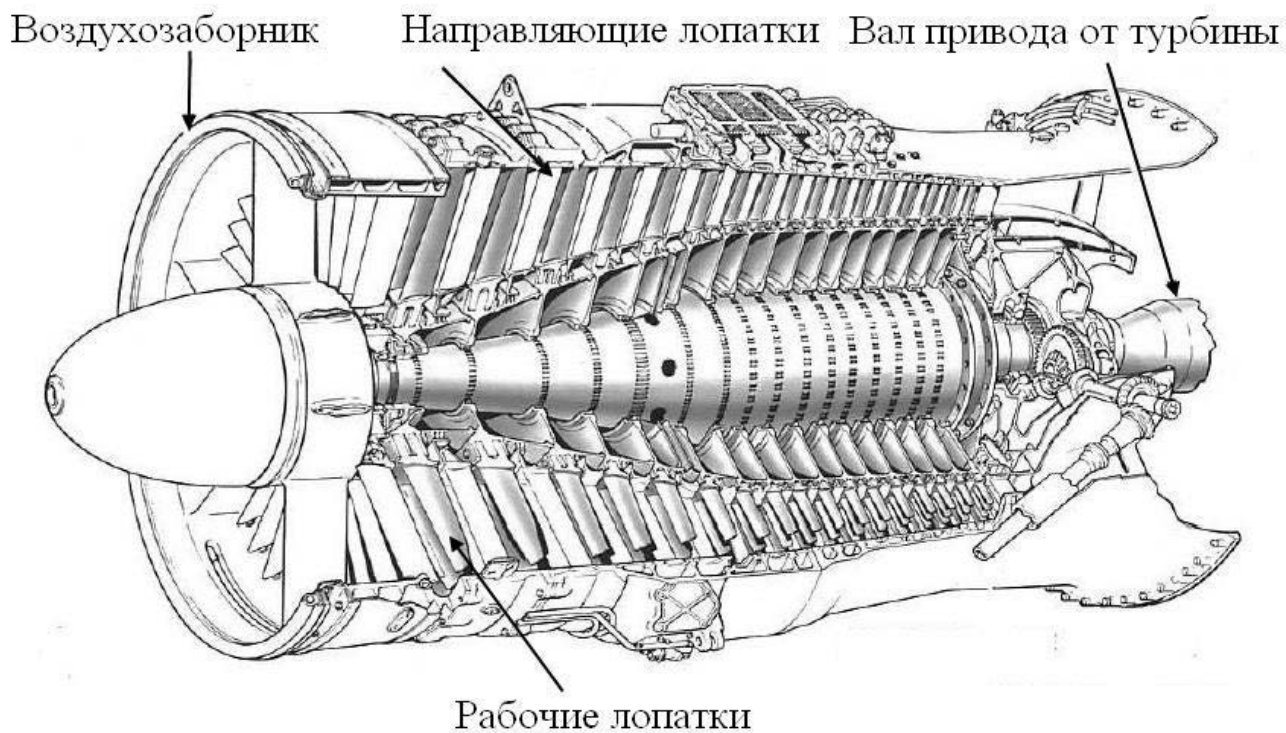
Некоторые характеристики компрессоров мощных ГТЭ

Название	Фирма-производитель	Мощность ГТЭ, МВт	Расход воздуха, кг/с	Степень повышения давления
ГТЭ-180 (проект)	ЛМЗ-Авиадвигатель	180	535	15
<i>V94.3A</i>	<i>SIEMENS</i>	265	656	17
<i>GT26</i>	<i>ABB</i>	262	562	30
ГТУ9G	<i>GE</i>	282	700	23
<i>W501ATS</i>	<i>Westinghouse</i>	300	544	27
<i>MW701G</i>	<i>Mitsubishi</i>	334	750	21

На рис. 3.1 показаны типичные примеры конструкций осевых компрессоров газотурбинных двигателей авиационного назначения (из книги *The Jet Engine. Rolls-Royce. 1996*).

Для осевого компрессора в целом характерны те же соотношения параметров, что и для отдельной ступени.

a



б

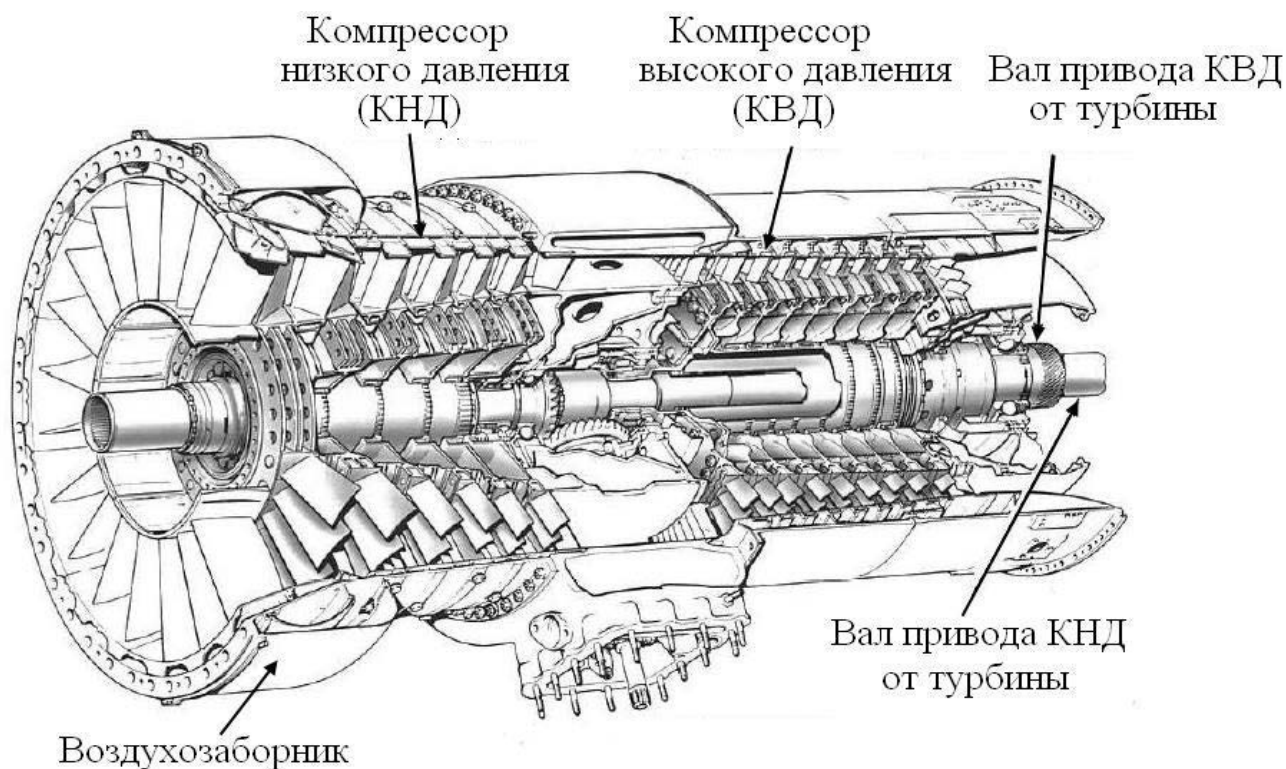


Рис. 3.1. Примеры конструкций осевых компрессоров ГТУ:
a – однокаскадный (одновальный); *б* – двухкаскадный (двухвальный)

Степень повышения давления компрессора связана со степенями повышения давления в отдельных ступенях следующим образом:

$$\pi_k^* = \pi_{1ст}^* \cdot \pi_{2ст}^* \cdot \dots \cdot \pi_{zст}^* . \quad (3.1)$$

Работа сжатия в компрессоре может быть представлена как

$$H_k = \frac{\sum h_{ист}}{1 + \alpha} , \quad (3.2)$$

где α – коэффициент затраты энергии (или затраченной работы), учитывающий потери энергии на трение, нагрев рабочего тела ($\alpha = 0,02 \dots 0,04$), т. е. работа сжатия компрессора меньше, чем сумма работ отдельных ступеней на величину затрат энергии на нагрев проточной части.

Адиабатическую работу сжатия для компрессора можно определить по формуле:

$$H_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) . \quad (3.3)$$

КПД компрессора обычно ниже, чем КПД отдельной ступени, и определяется по аналогии со ступенью:

$$\eta_k^{ад} = \frac{i_{2ад} - i_1}{i_2 - i_1} \approx \frac{T_{2ад} - T_1}{T_2 - T_1} . \quad (3.4)$$

Как и для ступени, $\eta_k^{ад}$ принято определять по параметрам торможения:

$$\eta_k^{ад} \approx \frac{T_{2ад}^* - T_1^*}{T_2^* - T_1^*} . \quad (3.5)$$

КПД отдельной ступени может достигать 94 %. В многоступенчатом компрессоре при одинаковой напорности ступеней повышение π_k^* в два раза (например, с 6 до 12) означает снижение КПД примерно на 1,5 %. Это справедливо для расчетного режима. При несогласованной работе ступеней компрессора – когда поток обтекает лопатки с неоптимальными углами атаки – КПД компрессора падает дополнительно.

3.2. ФОРМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И ИЗМЕНЕНИЕ ОСЕВОЙ СКОРОСТИ ПО ТРАКТУ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

При условии постоянства расхода через проточную часть осевого компрессора увеличение плотности рабочего тела в проточной ча-

сти компрессора, согласно уравнению неразрывности (1.1), должно сопровождаться либо снижением осевой составляющей скорости, либо уменьшением площади поперечного сечения проточной части (высоты лопатки):

- уменьшение только осевой составляющей скорости ведет к тому, что в последних ступенях сильно снижается закрутка потока в решетке Δw_u (при заданной густоте решетки), что влечет за собой снижение адиабатической работы;

- уменьшение площади поперечного сечения увеличивает концевые потери в последних ступенях, что снижает КПД этих ступеней.

Исходя из этого, принимается компромиссное решение с одновременным снижением по длине проточной части осевой составляющей скорости и площади поперечного сечения. Отметим, что снижение осевой скорости полезно и с точки зрения обеспечения стабильной работы камеры сгорания.

На входе в компрессор целесообразно выбирать значение c_a из следующих соображений: приведенная скорость должна быть равна $\lambda_1 = 0,5...0,6$, где $\lambda = c_1/a_{\text{крит}}$, $a_{\text{крит}} = \sqrt{kRT_1^*}$.

Обычно на выходе из компрессора $c_a \leq 120...140$ м/с в стационарных компрессорах и $c_a \leq 180$ м/с – в компрессорах авиадвигателей. Следует учитывать и то, что падение c_a в одной ступени не должно превышать 10...15 м/с. Характер же снижения по проточной части компрессора может быть различен (см. рис. 3.2).

Уменьшение высоты лопаток от первой к последней ступени возможно либо за счет увеличения корневого диаметра, либо за счет уменьшения наружного диаметра. Применяемые формы проточной части компрессора представлены на рис. 3.3.

Проточная часть с постоянным наружным диаметром (рис. 3.3 а) обеспечивает рост напорности от ступени к ступени за счет увеличения $D_{\text{ср}}$ и, соответственно, $u_{\text{ср}}$. По сравнению с другими типами проточной части здесь число ступеней, при прочих равных условиях, меньше. При этом высота лопаток и, соответственно, КПД последних ступеней несколько меньше, чем в проточных частях других типов. Проточная часть с постоянным корневым диаметром (рис. 3.3 б) обладает более высокой технологичностью ротора и рабочих лопаток,

более высоким значением КПД последних ступеней. Часто применяют комбинации указанных типов проточных частей, например, $D_{cp} \approx \text{const}$ (рис. 3.3 в) и более сложные (рис. 3.3 г).

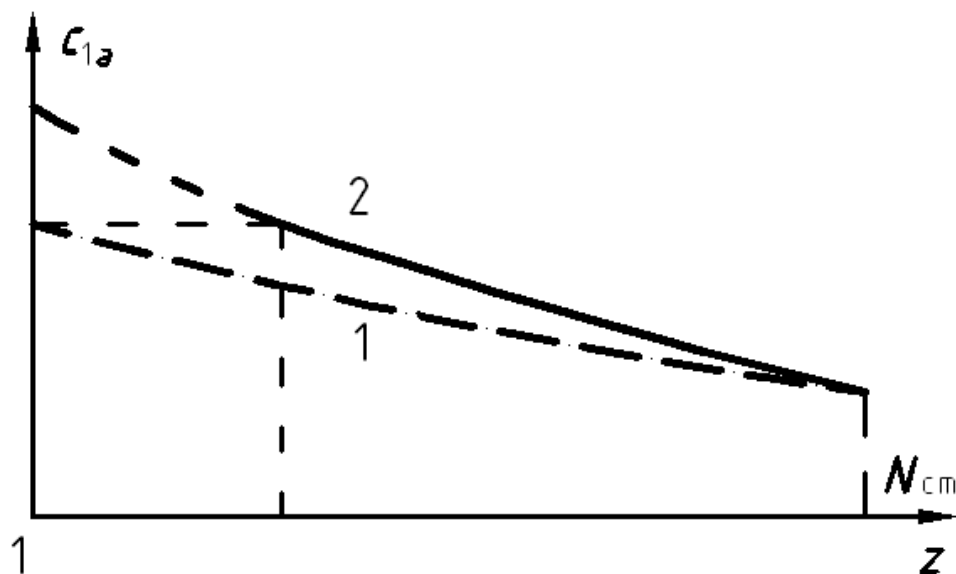


Рис. 3.2. Возможные варианты изменения ϵ_a по длине проточной части осевого компрессора:

1 – для дозвукового компрессора;

2 – для компрессора с первой сверхзвуковой ступенью

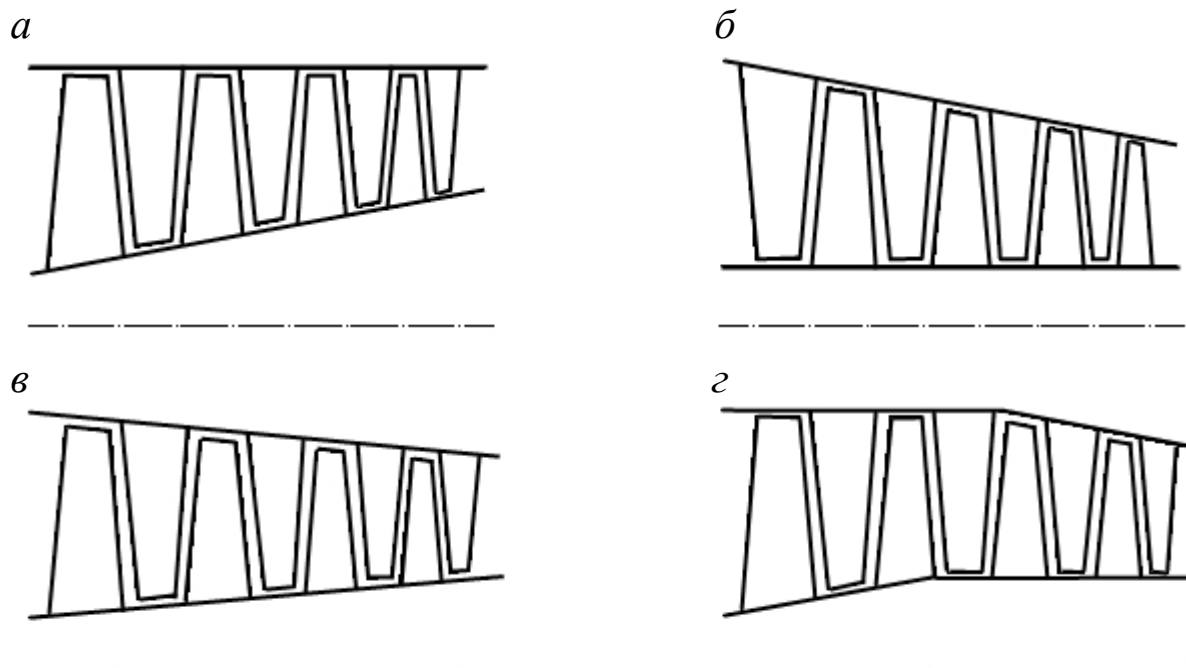


Рис. 3.3. Применяемые схемы проточной части:

а – $D_n \approx \text{const}$; б – $D_k \approx \text{const}$; в – $D_{cp} \approx \text{const}$;

г – с переменным наружным, корневым и средним диаметрами

Уменьшение проходного сечения вдоль тракта компрессора позволяет поддерживать необходимые значения осевой составляющей скорости для обеспечения напорности ступеней. С другой стороны, чрезмерные значения осевой составляющей скорости, особенно в хвостовых ступенях, вызывают увеличение концевых потерь, а в последней ступени – и рост потерь с выходной скоростью.

Степень реактивности в первых ступенях обычно принимают $\rho \approx 0,5$, если нет ограничений по малой окружной скорости, а в последующих ступенях по мере повышения температуры рабочего тела ρ немного увеличивают.

Кроме того, из-за роста температуры в каждой последующей ступени и при сохранении принятых чисел Маха, повышение степени реактивности от первой ступени к последней позволяет снизить π_k^* в последних ступенях. Преимущества такого решения рассмотрены в следующем разделе.

3.3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТЫ СЖАТИЯ ПО СТУПЕНЯМ КОМПРЕССОРА

При проектировании ОК после выбора меридиональных обводов проточной части компрессора и значений осевой составляющей скорости производят распределение работы сжатия по ступеням.

Распределение работы сжатия по ступеням должно решать две основные задачи:

- учесть изменение термодинамических параметров рабочего тела по проточной части (например, первые ступени сжимают холодный воздух, значит, здесь при относительно небольшой затрачиваемой работе могут быть получены высокие степени повышения давления);
- учесть изменение геометрических размеров элементов проточной части.

Типичное распределение работы сжатия по ступеням дозвукового осевого компрессора показано на рис. 3.4 (кривая 1).

В первых ступенях втулочное отношение \bar{d} мало, температура рабочего тела относительно низкая. Периферийные участки обтекаются потоком с высокими числами Маха, а корневые – с малыми, т. е. получить в корне таких ступеней высокую работу сжатия невозможно. Кроме того, поток на входе в компрессор неравномерен из-за влияния воздухозаборника, а на переменных режимах углы атаки в

первых ступенях могут сильно изменяться. Все это снижает запас устойчивости компрессора. Повысить его можно за счет снижения работы сжатия.

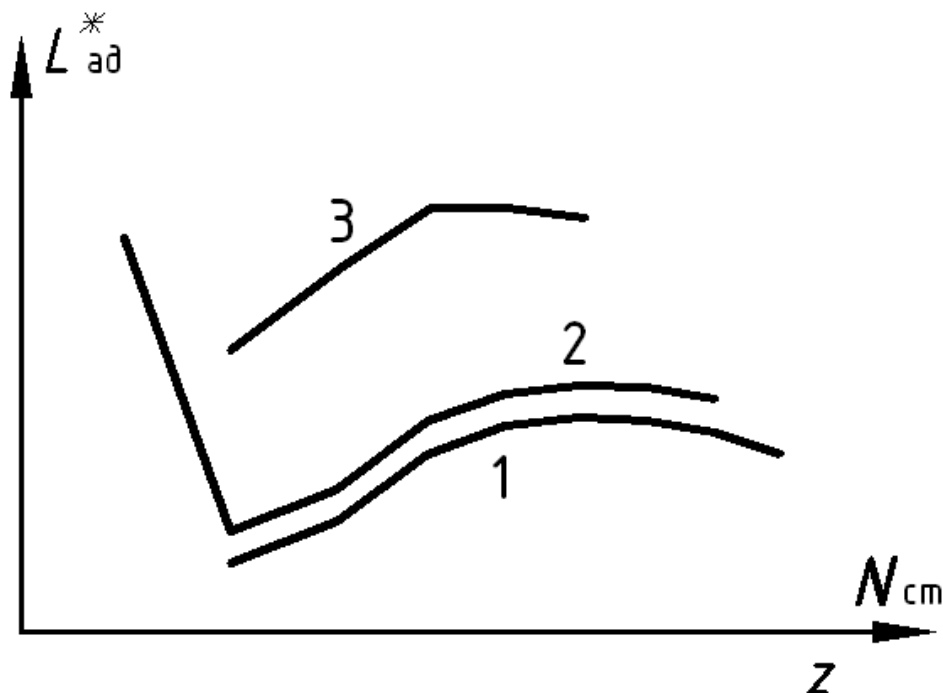


Рис. 3.4. Типичное распределение работы сжатия по ступеням компрессора: 1 – все ступени дозвуковые; 2 – первые ступени компрессора выполнены транс- или сверхзвуковыми; 3 – все ступени транс- или сверхзвуковые

Работа сжатия в последних ступенях несколько снижается, т. к. со снижением осевой скорости c_a необходимо и снижение закрутки потока в Δw_u (см. раздел 2.5 и формулу 2.55), кроме того, КПД этих ступеней относительно низок, т. к. из-за относительно коротких лопаток кромочные потери высоки. Поэтому для повышения КПД компрессора в целом необходимо максимальную часть работы переложить на ступени с относительно длинными лопатками.

Для повышения напорности первых ступеней их иногда выполняют транс- или сверхзвуковыми. В этом случае кривая распределения работы по ступеням несколько меняется (кривая 2).

Если все ступени выполняются транс- или сверхзвуковыми, то работа сжатия в каждой ступени выше (кривая 3), а число ступеней меньше.

Необходимо отметить, что в последних ступенях компрессоров, вследствие нарастания пограничного слоя на концевых поверхностях, существенно искажается поле осевых скоростей. Это приводит к то-

му, что работа последних ступеней может быть на 10–15 % ниже расчетной.

Широко распространены конструкции компрессоров, разделенных на два каскада, каждый из которых имеет самостоятельный привод. Их условно подразделяют на компрессор низкого давления (КНД) и компрессор высокого давления (КВД). Каждый компрессор приводится своей турбиной (рис. 3.1 б).

Оба каскада, КНД и КВД, образуют один компрессор, изменение высот лопаток, осевой скорости c_a и форма проточной части которого определяются теми же законами, что и у однокаскадного.

Распределение работы между каскадами выбирается с учетом возможностей приводящих турбин. Особенностью распределения является то, что вследствие роста температуры рабочего тела вдоль тракта компрессора увеличивается скорость звука. Это означает, что при равных значениях числа Маха можно повысить напорность ступеней КВД за счет увеличения окружных скоростей. Это достигается повышением частоты вращения ротора КВД в сравнении с ротором КНД. Все это определяет стандартный вид кривой распределения работы сжатия по ступеням двухкаскадного компрессора (см. рис. 3.5).

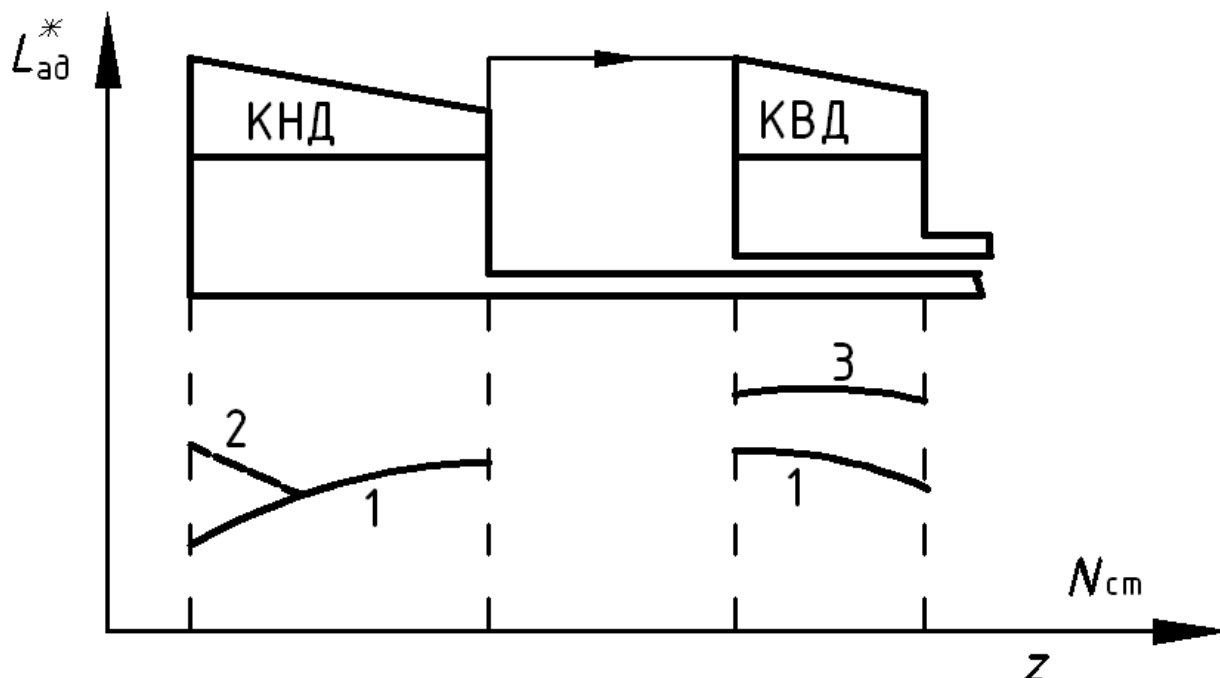


Рис. 3.5. Схема двухкаскадного (двухвального) компрессора и примерное распределение работы сжатия по ступеням компрессора:

1 — с однотипными дозвуковыми ступенями; 2 — при выполнении первых ступеней транс- и сверхзвуковыми; 3 — для второго каскада, когда нет ограничений по u и n

Имеются примеры разделения компрессора на три каскада с тремя приводящими их турбинами. Деление компрессора на три каскада затруднено при использовании в опорах роторов подшипников скольжения, требующих горизонтальных разъемов. В современных энергетических ГТУ большой мощности применяют одновальные компрессоры.

Многокаскадные компрессоры имеют лучшие массогабаритные характеристики и, как будет показано ниже, лучше приспособлены для работы на переменных режимах, однако конструктивно они сложнее однокаскадных.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Почему у компрессоров транспортных ГТД степень повышения давления намного больше, чем в стационарных ГТУ и ГТЭ?
2. Почему КПД компрессора ниже, чем КПД отдельной ступени?
3. Как изменяется осевая скорость по длине проточной части ОК? Почему?
4. Какие схемы исполнения проточных частей ОК Вы знаете? Что влияет на выбор той или иной схемы? Перечислите преимущества и недостатки каждой из схем.
5. Как работа сжатия распределяется по ступеням ОК? Почему?

4. ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Любая турбомашина, в том числе и осевой компрессор, рассчитывается на один определенный режим (расчетный или номинальный). Соответственно, и все его параметры (кинематические, геометрические и др.) отвечают этому режиму (расходу, степени повышения давления и т. д.).

Газотурбинные установки отличаются от паровых турбин тем, что они редко работают на расчетном режиме. В процессе эксплуатации ГТУ практически непрерывно изменяются не только параметры забираемого из атмосферы рабочего тела – воздуха, но также, в незначительных пределах, качество топлива, давление выходных газов ГТУ и др. В результате меняются основные технические данные установки: мощность, КПД, потребление топлива, расход воздуха и др.

Таким образом, в условиях эксплуатации компрессор ГТУ должен работать в достаточно широком диапазоне нерасчетных режимов. При этом степень повышения давления π_k^* , расход рабочего тела G_v , частоты вращения n (окружные скорости u), числа Маха, углы атаки i и т. д. могут существенно отличаться от расчетных. Это приводит к изменению потребляемой компрессором мощности, КПД компрессора, а иногда и к его неустойчивой работе.

Поэтому возникает задача определения параметров компрессора на переменных режимах и определения границ его устойчивой работы, что необходимо для выбора наиболее выгодных режимов эксплуатации в составе ГТУ (ГТД), выбора системы и законов регулирования, оценки влияния внешних условий на работу компрессора и т. д.

4.1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОЛУЧЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Зависимости, показывающие, как изменяются основные показатели работы компрессора – степень повышения давления и КПД – при изменении расхода воздуха, частоты вращения n и условий на входе (температура, давление и влажность окружающего воздуха), называются *характеристикой компрессора*.

Характеристика компрессора изображается на графиках $\pi_k^* = f(G_v)$ и $\eta_k^* = f(G_v)$.

Характеристика осевого компрессора может быть получена либо расчетным путем, либо экспериментальным. Экспериментальный путь считается более надежным и достоверным, однако достаточно трудоемким и затратным.

Простейшая схема установки для снятия экспериментальной характеристики осевого компрессора показана на рис. 4.1.

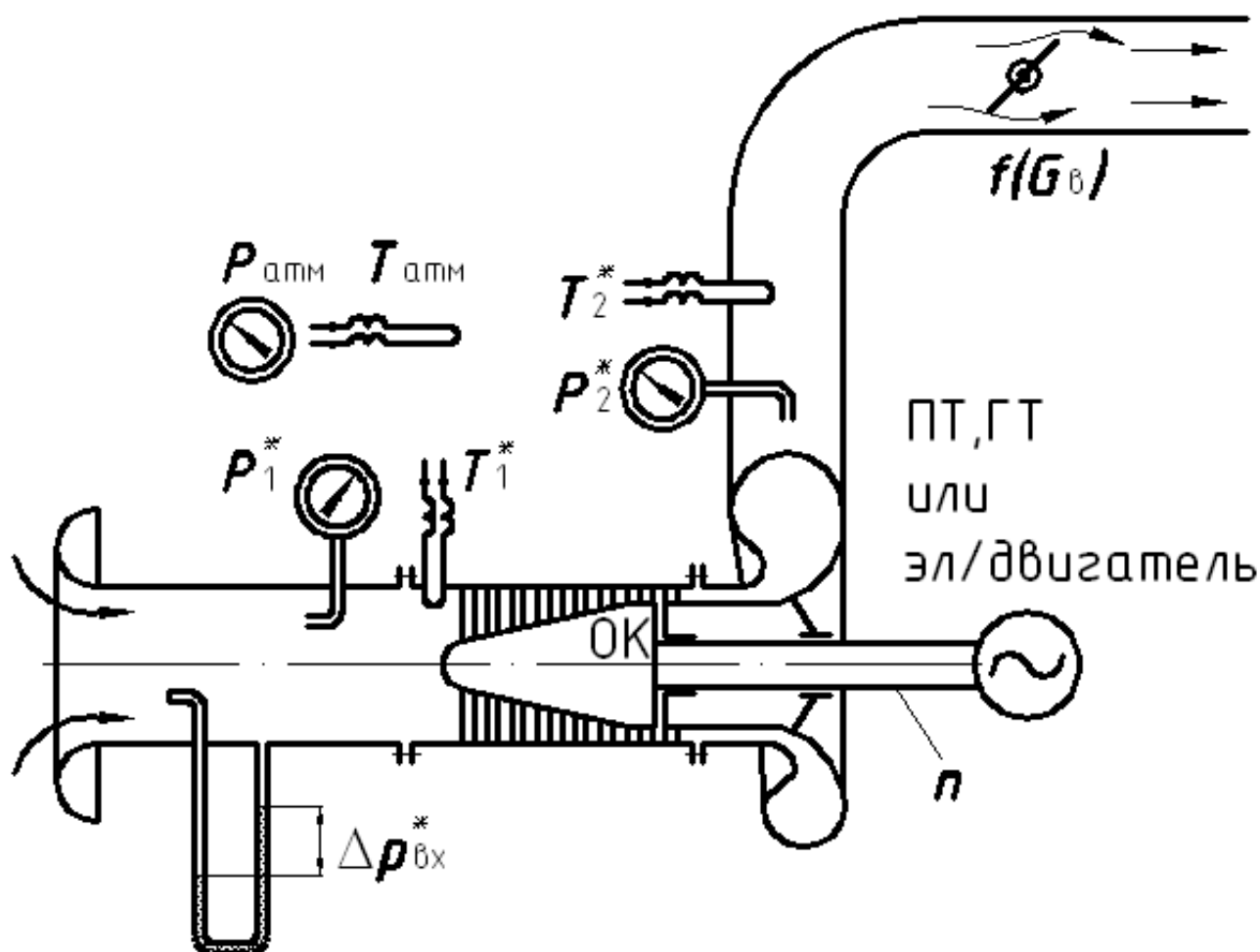


Рис. 4.1. Схема стенда для экспериментального определения характеристики осевого компрессора

Установка оснащена следующими замерами:

Δp_{vx} – перепад давлений на входном коллекторе (используется для измерения расхода воздуха G_e);

P_1^* и T_1^* – давление и температура воздуха на входе в компрессор;

P_2^* и T_2^* – давление и температура воздуха на выходе из компрессора;

n – частота вращения ротора;

$f(G_B)$ – шибер или дроссель для изменения расхода воздуха (имитирует сопротивление сети, на которую работает компрессор);

$P_{атм}^*$ и $T_{атм}^*$ – давление и температура атмосферного воздуха.

Рассмотрим процесс получения и построения характеристики осевого компрессора. Зависимости $\pi_k^* = f(G_B)$ и $\eta_k^* = f(G_B)$ строятся одновременно. Построение характеристики происходит в несколько этапов, на каждом из которых частота вращения компрессора поддерживается неизменной, поэтому характеристика состоит из ряда

линий с неизменной частотой вращения компрессора – изодром.

Пусть компрессор вращается с некоторой постоянной частотой $n = n_1$. При некоем среднем положении дросселя, чему будут соответствовать некие расход воздуха G_B , КПД и степень повышения давления π_k^* , что будет соответствовать некой точке a на характеристике компрессора (рис. 4.2).

В течение всего эксперимента частота вращения ротора компрессора поддерживается неизменной $n = n_1$.

При прикрытии дросселя (увеличении сопротивления сети) расход воздуха через компрессор G_B будет снижаться, а степень повышения давления π_k^* (и, соот-

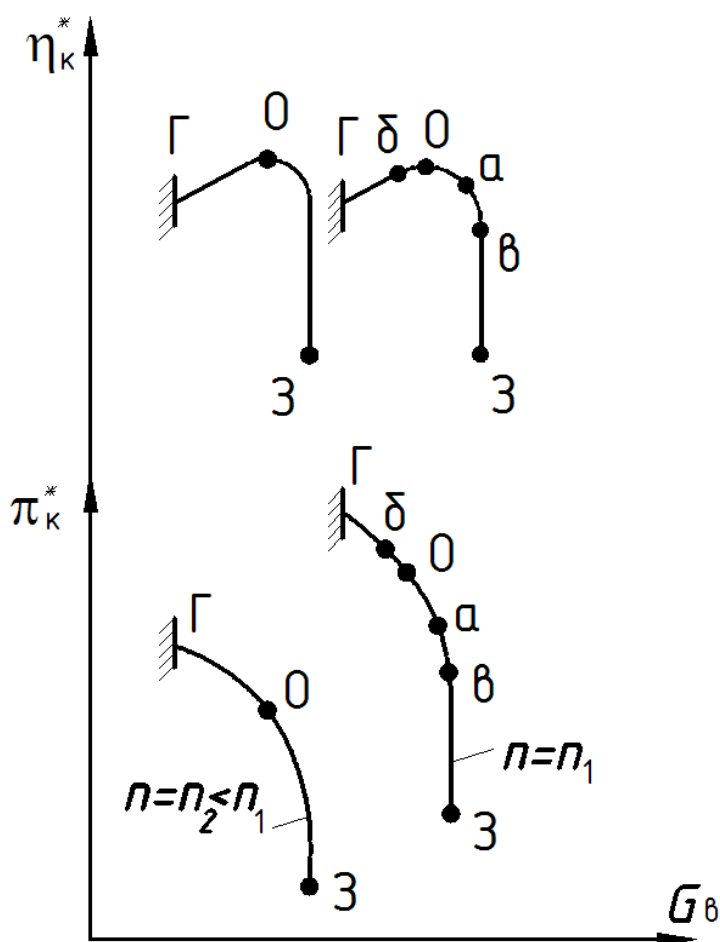


Рис. 4.2. К построению характеристики компрессора при двух значениях частоты вращения

ветственно, P_2^*) расти. Таким образом, режим будет соответствовать некой точке b на характеристике компрессора, которая будет несколько выше и левее точки a .

При дальнейшем прикрытии дросселя расход воздуха G_b будет также снижаться, и при определенном его значении работа компрессора станет неустойчивой – точка Γ .

При открытии дросселя процесс пойдет в обратную сторону: расход будет расти, а степень повышения давления π_k^* и – снижаться. Режим будет перемещаться вправо и вниз – точка $в$.

По мере открытия дросселя расход будет увеличиваться все в меньшей степени – изодрома становится круче. В некой точке $З$ расход перестанет увеличиваться при дальнейшем открытии дросселя, что связано с увеличением скорости потока и достижением скорости в горловинах НА последних ступеней местной скорости звука, т. е. происходит так называемое *запирание* по выходу.

Как видно из рис. 4.2, характеристика $\eta_k^* = f(G_b)$ имеет экстремальный характер – КПД на некоем режиме принимает максимальное значение. Этот режим обозначается точкой O .

Описанные действия повторяются для нескольких частот вращения ротора компрессора, по результатам чего строится несколько изодром (рис. 4.3).

Точки Γ , O и $З$ объединяются в линии:

Γ - Γ – граница устойчивой работы компрессора ГУР;

$З$ - $З$ – граница «запирания» по выходу;

O - O – линия оптимальных режимов (с наибольшим КПД) или линия рабочих режимов (ЛРР);

B - B обозначает, что с ростом частоты вращения крутизна изодром растет (увеличивается величина вертикального участка характеристики).

Мы рассмотрели построение характеристик компрессора в зависимости от расхода воздуха и частоты вращения, однако на ее вид будут существенно влиять изменения $P_{атм}^*$ и $T_{атм}^*$.

Оценить влияние $P_{атм}^*$ и $T_{атм}^*$ можно путем введения соответствующих поправок к построенной характеристике, что, однако, существенно усложнит ее использование.

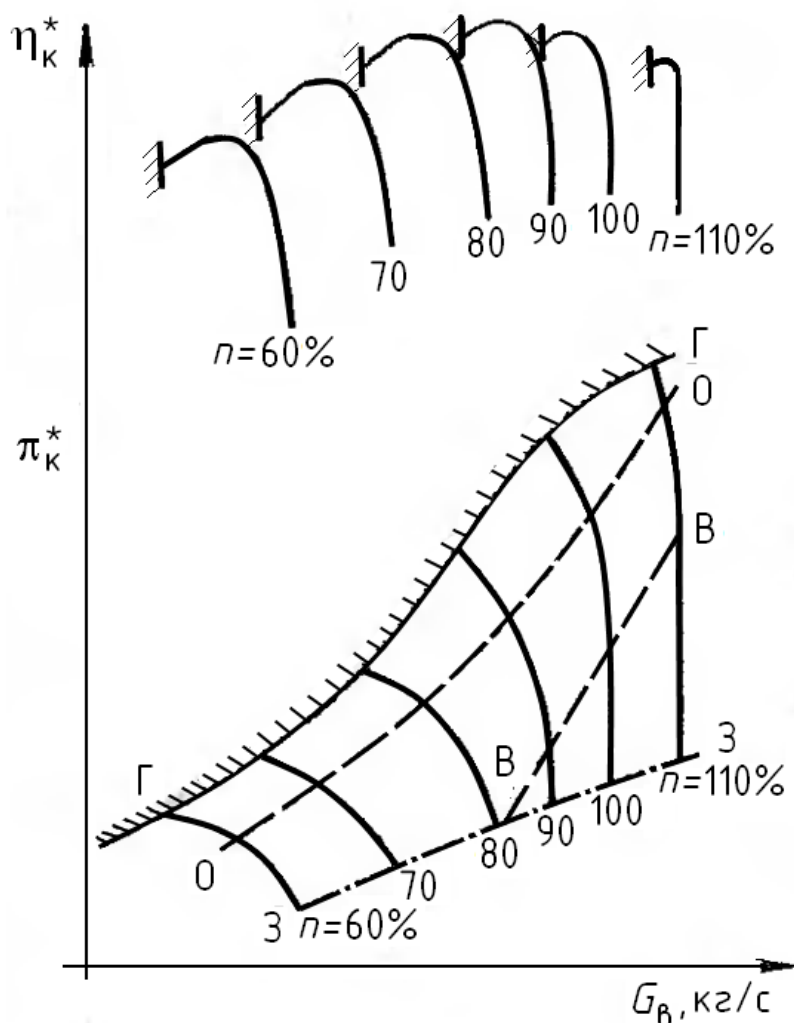


Рис. 4.3. Характеристика многоступенчатого осевого компрессора в широком диапазоне частот вращения при фиксированных условиях на входе

На практике принято построение характеристики компрессора в специальных координатах – приведенных, которые учитывают влияние $P_{\text{атм}}^*$ и $T_{\text{атм}}^*$. Построение таких характеристик происходит на основе теории подобия.

4.2. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ К ТЕЧЕНИЮ ГАЗА В КОМПРЕССОРЕ

Из газовой динамики известно, что установившиеся течения газа являются подобными в том случае, если при обтекании геометрически подобных тел отношения скоростей, давления и температур для любых сходственных точек в каждый момент времени являются одинаковыми.

Это подобие, в зависимости от физических свойств газа (жидкости), может определяться различными критериями:

- число Маха M (характеризует сжимаемость);
- число Рейнольдса Re (характеризует вязкость);
- число Фруда Fr (характеризует действие сил гравитации);
- равенство коэффициентов адиабаты k ;
- и др.

Удовлетворить всем требованиям одновременно невозможно, поэтому выделяют ключевые критерии.

При рассмотрении течения в компрессорах основные факторы, которые необходимо учитывать, – это вязкость и сжимаемость.

Более того, при больших скоростях оказывается возможным пренебречь и вязкостью. Таким образом, при сделанных допущениях *подобие течений в компрессорах ГТУ определяется только равенством чисел Маха M* :

- взятого по осевой скорости ($M_a = c_a / \sqrt{kRT}$);
- взятого по окружной скорости ($M_u = u / \sqrt{kRT}$).

При выполнении этих условий треугольники скоростей будут подобными:

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos\alpha_1. \quad (4.1)$$

Разделив это уравнение на $(\sqrt{kRT})^2$, получим

$$M_{w1}^2 = M_{c1}^2 + M_u^2 - 2M_{c1}M_u \cos\alpha_1. \quad (4.2)$$

Это и означает, что при равенстве углов и выполнения равенства M_a и M_u треугольники скоростей будут подобными.

Числа Маха и называют параметрами или критериями подобия режимов осевых компрессоров.

Положение о том, что равенство двух составляющих числа Маха на входе в любую турбомашину обеспечивает подобие течений, служит предпосылкой для построения характеристик этой машины.

Однако это справедливо лишь до тех пор, пока скорости меньше критических. В противном случае необходимо вводить дополнительные критерии подобия.

4.3. ПРИВЕДЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Вид характеристики компрессора, построенной в приведенных координатах, показан на рис. 4.4. Как видно, внешне они ничем не отличаются от характеристик, построенных в зависимости от G_B и n

(см. рис. 4.3), однако теперь характеристики не зависят от условий на входе в компрессор, т. к. параметры на входе в компрессор приведены к нормальным условиям.

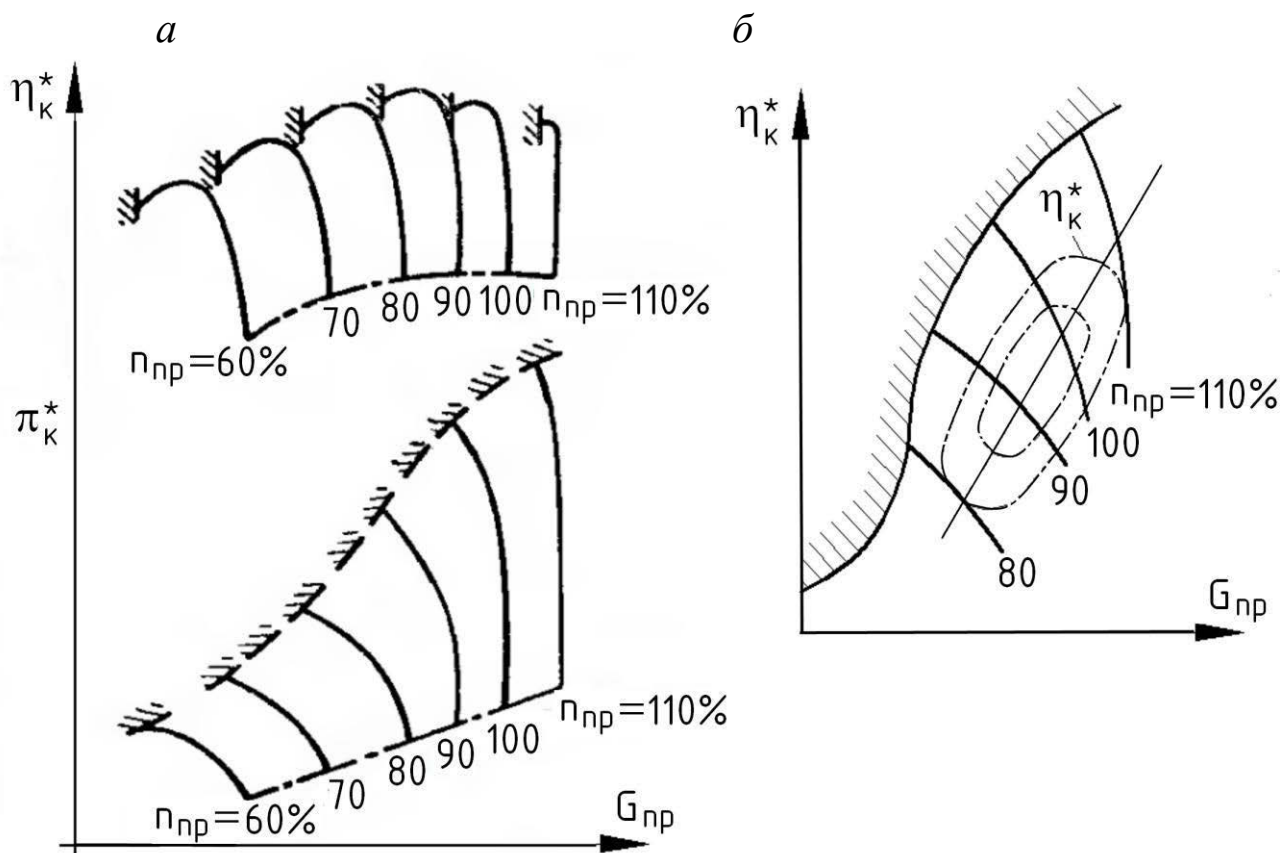


Рис. 4.4. Характеристики компрессора

в параметрах подобия $G_{пр}$ и $n_{пр}$: а – отдельные характеристики по π_k^* и η_k^* ;

б – совмещенная характеристика по π_k^* и η_k^* .

Как следует из теории подобия, при равенстве чисел Маха M_a и M_u параметры компрессора (степень повышения давления π_k^* и КПД компрессора η_k^*) также будут равны.

Непосредственное использование π_k^* и η_k^* при построении характеристик компрессора неудобно, поэтому переходят к параметрам

$$G_B \frac{\sqrt{T_B^*}}{p_B^*} \text{ (вместо } G_{пр} \text{)} \text{ и } \frac{n}{\sqrt{T_B^*}} \text{ (вместо } n_{пр} \text{)}.$$

Однако использование этих параметров на практике также вызывает большие неудобства, поэтому переходят к пропорциональным им величинам

$$G_{\text{в}}^{\text{пр}} = G_{\text{в}} \frac{101300}{p_{\text{в}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{в}}^*}{288}} \quad (4.3)$$

и

$$n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{288}{T_{\text{в}}^*}}. \quad (4.4)$$

Эти величины называют *приведенными характеристиками*: приведенным расходом воздуха и приведенной частотой вращения. Они имеют как размерность, так и ясный физический смысл – это параметры, которые имел бы компрессор, если бы атмосферные температура и давление соответствовали нормальным условиям $T_{\text{в}}^* = 288 \text{ К}$, $p_{\text{в}}^* = 101300 \text{ Па}$ и влажность 60 %.

4.4. СРЫВНЫЕ И НЕУСТОЙЧИВЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Как уже отмечалось (см. раздел 2.6), при $c_a < c_{a\text{min}}$, из-за превышения критических углов атаки ($i > 0$), в лопаточных венцах возникает срыв потока на спинке лопатки, который приводит к нарушению нормальной работы осевого компрессора.

Из-за производственных отклонений в геометрии отдельных лопаток и всегда имеющейся асимметрии течения срыв потока возникает на какой-то одной лопатке.

При этом напор, создаваемый попавшими в срыв лопатками, оказывается существенно меньше, чем напор, создаваемый лопатками без срыва. Из-за этого различия возникает тенденция к возвратному течению воздуха, сжатого нормально работающей частью лопаток колеса, через область срыва навстречу основному потоку.

Возникшие срывные зоны, как правило, не остаются связанными с одними и теми же лопатками РК или НА, а равномерно перемещаются в окружном направлении – это явление получило название *вращающийся срыв*.

Одной из причин перемещения (вращения) срывных зон является растекание воздушного потока по обе стороны занятых срывом межлопаточных каналов, которое схематично показано на рис. 4.5. Как видно, направление вектора скорости набегающего потока по обе стороны от зоны срыва изменяется таким образом, что с одной сторо-

ны от межлопаточного канала со срывом угол атаки на лопатки будет снижаться, а с другой – увеличиваться. Соответственно, устойчивость течения в первом случае будет увеличиваться, в во втором – снижаться.

Из рис. 4.5 понятно, что вращающийся срыв на рабочем колесе будет двигаться против вращения, а в направляющем аппарате – по вращению.

Как правило, срыв одновременно имеет место и на РК, и в НА, поэтому для получения указанных направлений перемещения зона срыва должна вращаться в сторону вращения колеса со скоростью $(0,1...0,7) \cdot \omega_{\text{РК}}$.

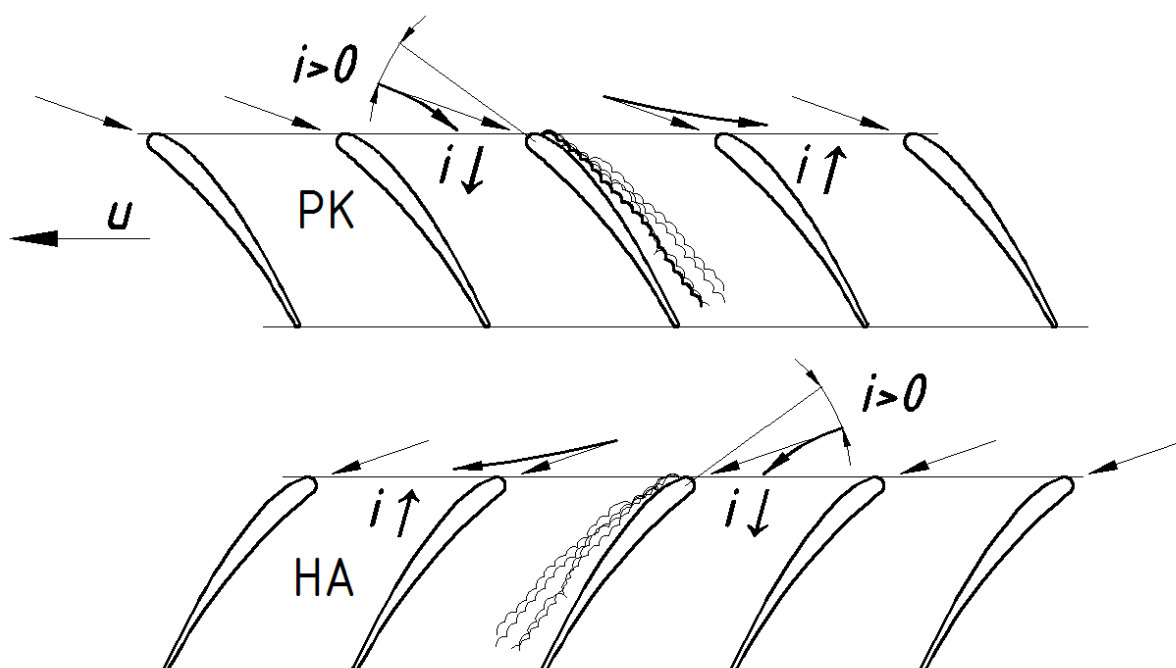


Рис. 4.5. Схема распространения вращающегося срыва в решетке осевого компрессора при наличии срывной зоны

Скорость вращения срыва снижается при увеличении числа лопаток ступени. Кроме того, она зависит от частоты вращения ротора и других факторов. При этом для отдельно взятой ступени соотношение скорости вращения срыва и частоты вращения рабочего колеса остается относительно постоянным в достаточно широком диапазоне режимов работы.

Срывных зон в лопаточном венце может быть одна или несколько. При изменении $\overline{c_a}$ число зон срыва может снижаться или возрастать. При этом устойчивым положением этих зон является то, когда они равномерно распределены по окружности ступени.

Вращающийся срыв по-разному проявляется в ступенях компрессора с различным втулочным отношением \bar{d} . При $\bar{d} > 0,75$ срывная зона захватывает всю высоту канала (рис. 4.6 *а*), при этом расход воздуха резко падает, так как срывная зона занимает от 1/3 до 1/2 окружности колеса. Ступень скачкообразно переходит на срывной режим с существенно более низким уровнем напора, расхода и КПД. В этом случае вернуться на нормальную напорную ветвь ступень может только при заметном увеличении расхода (гистерезисный характер возникновения и исчезновения срывных зон при изменении производительности).

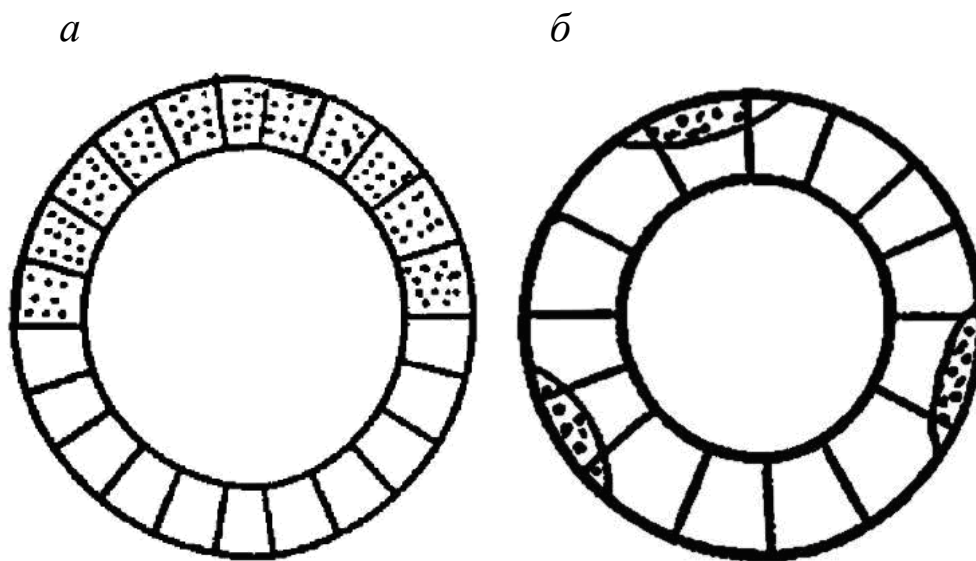


Рис. 4.6. Схема расположения зон вращающегося срыва в ступени:
а – с большим втулочным отношением; *б* – с малым втулочным отношением

В ступенях с малым втулочным отношением $\bar{d} \approx 0,5 \dots 0,6$ срыв вначале захватывает не всю высоту лопатки, а лишь ее периферийную часть. При этом образуется несколько (до 6 и более) зон срыва (рис. 4.6 *б*). Переход на неустойчивую ветвь характеристики происходит плавно, но при этом наблюдается разброс рабочих точек.

Таким образом, вращающийся срыв – это сложный автоколебательный процесс, возникающий в проточной части компрессора в виде зон с нарушенным характером течения (срывных зон), перемещающихся с угловой частотой, неравной частоте вращения ротора, при уменьшении производительности компрессора. Опасность вращающегося срыва заключается, прежде всего, в увеличении динамических нагрузок на лопаточный аппарат компрессора. Развитие вращающегося срыва с уменьшением расхода приводит, в конце концов, к пол-

ной потере устойчивости потока, появлению сильных колебаний давления в системе «компрессор–сеть» и помпажу компрессора.

С целью предотвращения возникновения вращающегося срыва над рабочими лопатками первых ступеней осевых компрессоров часто применяют т. н. надроторные устройства различной конструкции (см. рис. 4.7).

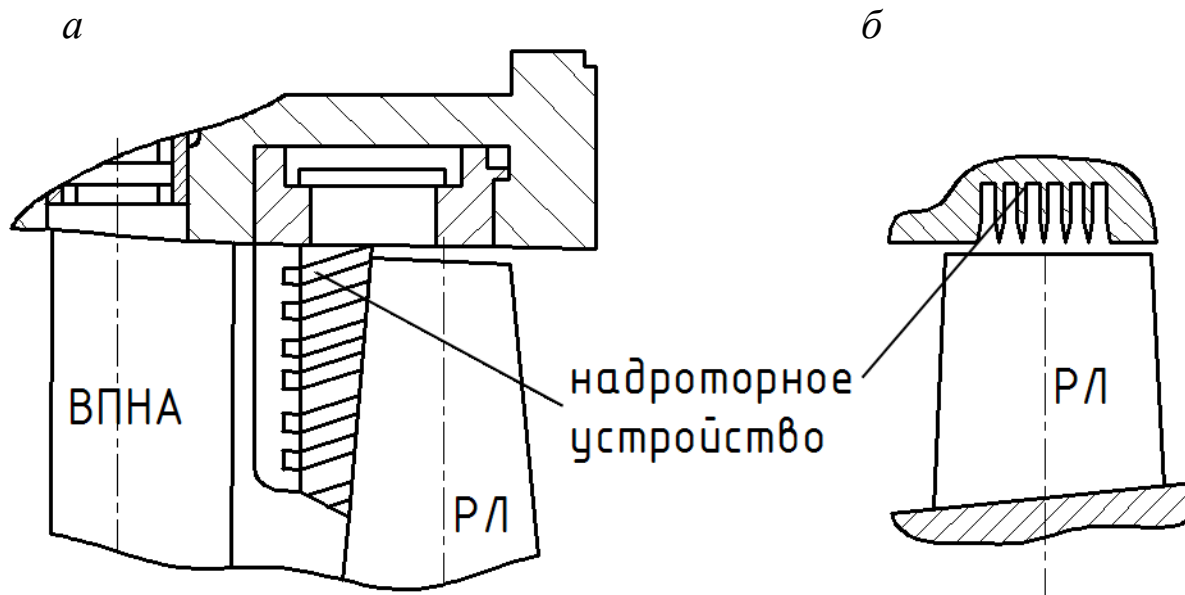


Рис. 4.7. Варианты исполнения надроторных устройств:
 а – над рабочими лопатками ступени А компрессора ГТН-16 УТЗ;
 б – конструкция, предложенная ФГУП «ЦИАМ им. П. И. Баранова»

4.5. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА СТУПЕНЕЙ НЕРЕГУЛИРУЕМОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Мы уже знаем, что плотность рабочего тела по тракту осевого компрессора увеличивается, а также изменяются осевая скорость и геометрические размеры проточной части. Таким образом, ступени осевого компрессора работают в различных условиях.

Естественно, что полная согласованность всех ступеней может быть достигнута только на одном режиме – расчетном.

Условие совместной работы выражается равенством расхода и частоты вращения:

$$\begin{cases} c_{aict} \rho_{ict} F_{ict} = c_{alct} \rho_{lct} F_{lct}, \\ \frac{u_{kict}}{D_{kict}} = \frac{u_{klct}}{D_{klct}} \end{cases} \quad (4.5)$$

или

$$\frac{\bar{c}_{aict}}{\bar{c}_{alct}} = \bar{c}_{alct} \frac{\rho_{lct}}{\rho_{ict}} B_i = B_i \left(\frac{P_{lct}}{P_{ict}} \right)^{1/n}, \quad (4.6)$$

где n – показатель политропы; $B_i = \text{const}$ для i -й ступени.

Из формулы (4.6) видно, что всякое изменение π_k^* будет сопровождаться изменением коэффициента расхода в различных ступенях, т. е. будет нарушаться согласованность ступеней.

При дальнейшем анализе будем считать, что все ступени осевого компрессора оптимизированы для условий расчетного режима (из-за условий производства в реальных компрессорах этого не происходит).

Изобразим характеристики первой, промежуточной и последней ступеней осевого компрессора (рис. 4.8).

Для простоты дальнейших рассуждений пренебрежем изменением окружной скорости u (чтобы не загромождать рисунки изодромами).

Из рис. 4.8 видно, что крутизна характеристик возрастает от первой к последней ступени.

При снижении частоты вращения ротора степени повышения давления отдельных ступеней π_{ict}^* и компрессора в целом π_k^* будут снижаться (т. к. работа на сжатие прямо пропорциональна окружной скорости), а значит, меньше будет изменяться и плотность рабочего тела по тракту. Из уравнения неразрывности (1.1) следует, что при этом меньше по тракту будет снижаться и осевая скорость c_a . Изменение c_a при этом происходит не только за счет снижения расхода воздуха, но и за счет снижения плотности рабочего тела.

Таким образом, можно записать:

$$\left(\frac{\bar{c}_{aict}}{\bar{c}_{alct}} \right) > \left(\frac{\bar{c}_{aict}}{\bar{c}_{alct}} \right)_{\text{расч}}. \quad (4.7)$$

Это означает, что если при снижении частоты вращения ротора изменением расхода воздуха G_v в первой ступени сохранить оптимальный коэффициент расхода $(\bar{c}_{alct})_{\text{опт}}$, то в последних ступенях коэффициент расхода будет больше оптимального $\bar{c}_{aict} > (\bar{c}_a)_{\text{опт}}$ (точка 1 на рис. 4.8). Удаление коэффициента расхода от оптимального будет тем больше, чем дальше расположена ступень от входа компрессора.

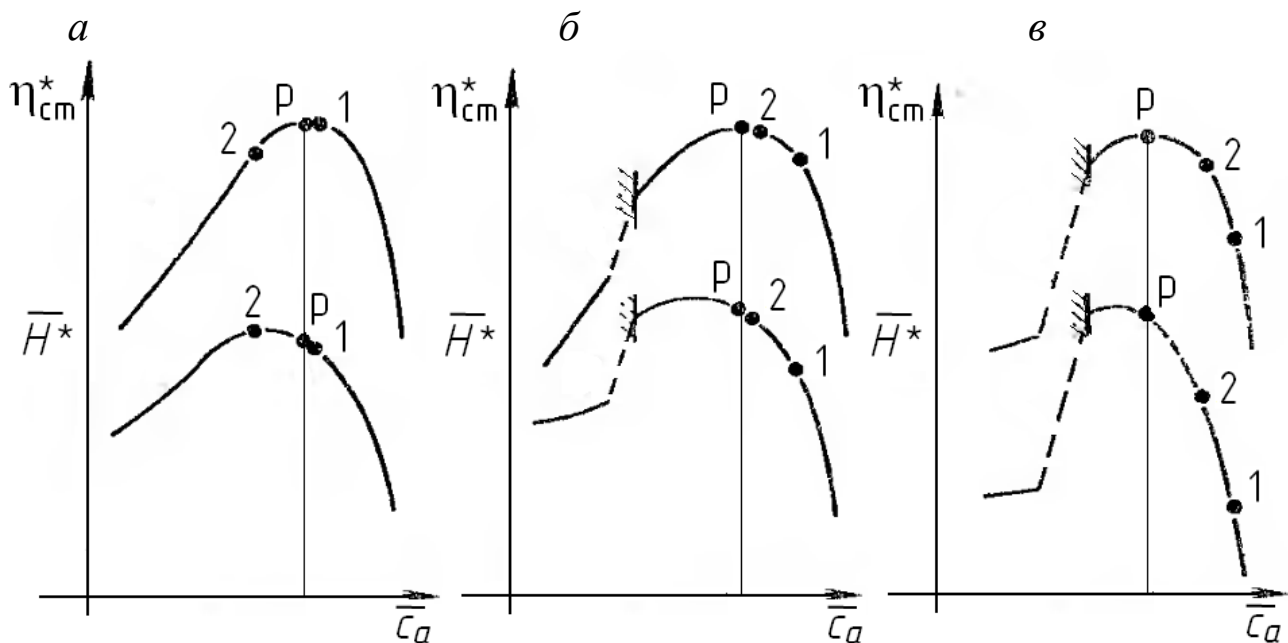


Рис. 4.8. К пояснению совместной работы

ступеней многоступенчатого компрессора при различном $n_{пр}$:

a – первой; b – средней; v – последней.

Здесь p – расчетный режим; 1 – режим $(\eta_{ист}^*)_{max}$ при $n_{пр} < 1$; 2 – режим $(\eta_k^*)_{max}$ при $n_{пр} < 1$

Таким образом, ступени окажутся рассогласованными. Более того, такой режим не обеспечит максимальный КПД компрессора при данной частоте вращения $n < n_{расч}$.

Если же коэффициент расхода первой ступени $\bar{c}_{a1ст}$ несколько снизить (точка 2), то КПД последующих ступеней возрастет вследствие приближения к расчетной точке.

Точка 2 при частоте вращения будет соответствовать оптимальному режиму компрессора (режиму с максимальным КПД). При этом первые ступени будут работать с положительными углами атаки $i > 0$, т. к. $\bar{c}_{a1ст} < (\bar{c}_a)_{опт}$, последние ступени – с отрицательными углами атаки $i < 0$ ($\bar{c}_{a1ст} > (\bar{c}_a)_{опт}$), а средние ступени – с углами атаки, близкими к оптимальным (см. рис. 4.9).

Можно показать, что при повышении частоты вращения процесс пойдет в обратную сторону.

Мощные энергетические газовые турбины, выполненные по одновальной схеме, работают с постоянной частотой вращения $n = const$. Совместная работа ступеней осевого компрессора таких

установок при изменении расхода воздуха G_v имеет ряд особенностей.

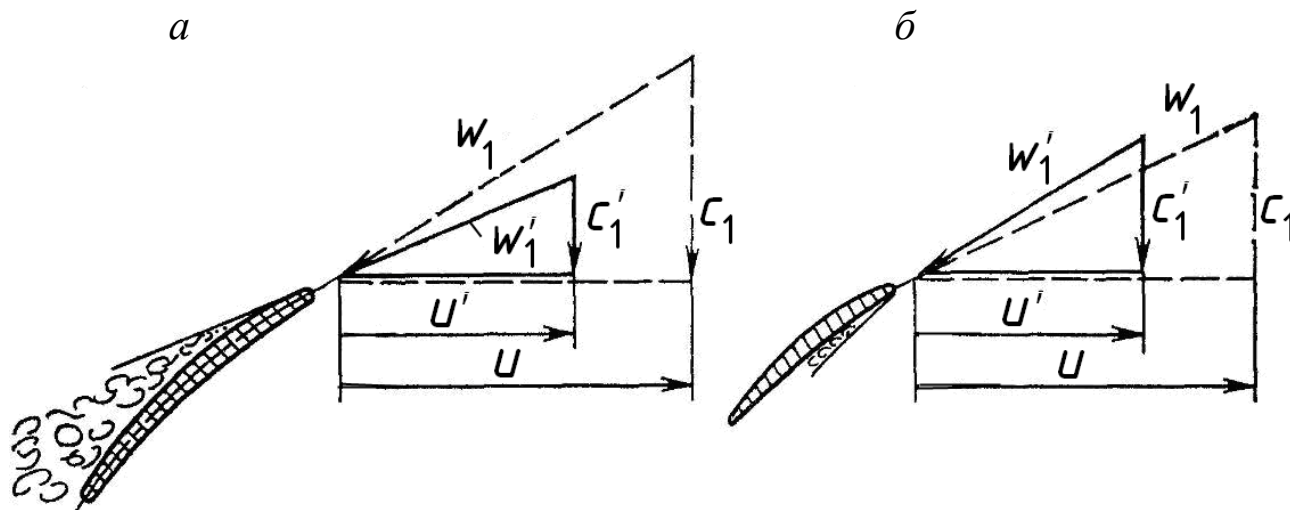


Рис.4.9. Треугольники скоростей: *а* – первых; *б* – последних ступеней на — — — — — расчетных и ————— нерасчетных режимах работы компрессора при снижении частоты вращения

Снова рассмотрим характеристики первой, промежуточной и последней ступеней (рис. 4.10).

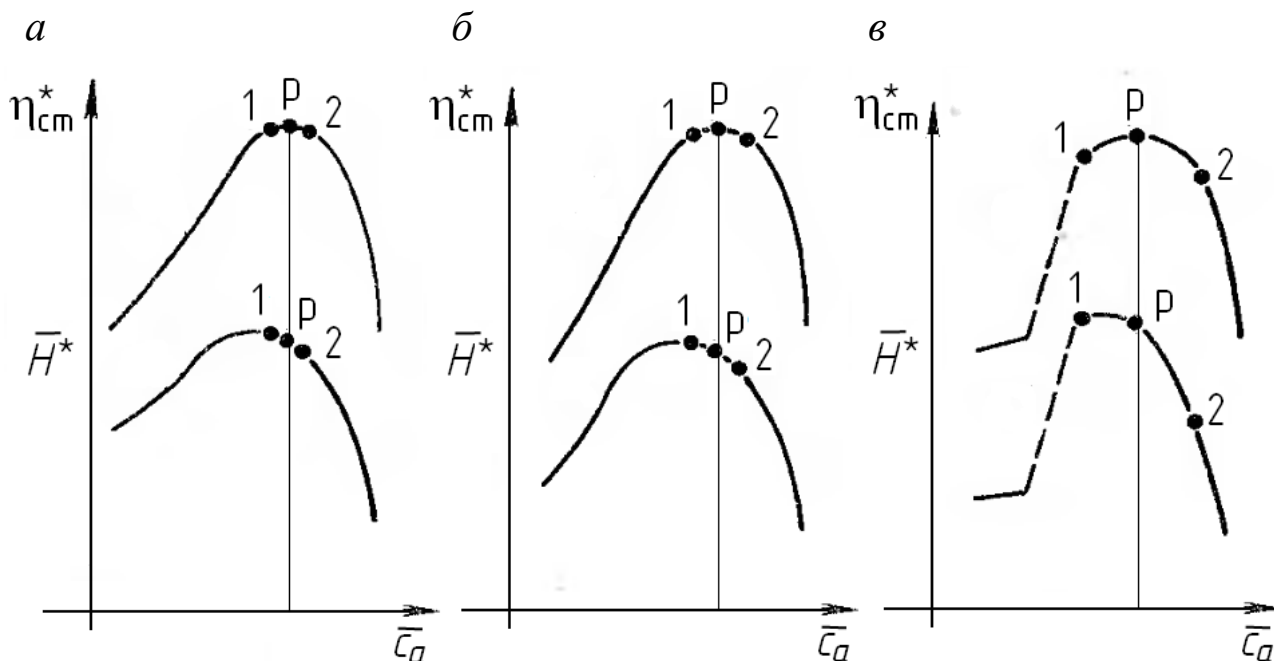


Рис. 4.10. К пояснению совместной работы ступеней многоступенчатого компрессора при $n_{пр} = \text{const}$:

а – первой; *б* – средней; *в* – последней.

Здесь *p* – расчетный режим; 1 – $G_v < G_{v,расч}$; 2 – $G_v > G_{v,расч}$

В точке p параметры компрессора соответствуют расчетным.

При снижении расхода воздуха G_g режим первой ступени сместится влево, в точку 1, что приведет к росту напора ступени. По аналогии с уже рассмотренным процессом это повлечет за собой большее изменение плотности рабочего тела и осевой скорости по тракту. Для последующих ступеней режим будет смещаться влево тем больше, чем дальше ступень расположена от всаса компрессора, т. е.

$$\left(\frac{\bar{c}_{aict}}{\bar{c}_{a1ct}} \right) < \left(\frac{\bar{c}_{aict}}{\bar{c}_{a1ct}} \right)_{расч}. \quad (4.8)$$

При увеличении расхода воздуха процесс пойдет в обратную сторону – точка 2.

Таким образом, в многоступенчатых осевых компрессорах изменению режима в наибольшей степени подвержены последние ступени. Этот эффект тем ярче, чем выше степень повышения давления компрессора π_k^* и чем круче его характеристика.

По этой причине характеристика многоступенчатого компрессора круче характеристики отдельных ступеней. Характеристика компрессора становится еще круче при увеличении частоты вращения компрессора.

Рассогласованность ступеней приводит также к тому, что КПД компрессора в целом ниже КПД отдельных ступеней.

4.6. СРЫВНЫЕ И НЕУСТОЙЧИВЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Особенности срывных явлений в осевых компрессорах определяются изложенными выше особенностями совместной работы ступеней.

На расчетном режиме работы компрессора обеспечивается нормальное бессрывное обтекание рабочих и направляющих венцов. Однако при эксплуатации установки, вследствие изменения температуры и давления атмосферного воздуха, а также полезной мощности ГТУ, компрессор работает в достаточно широком диапазоне режимов. При этом могут изменяться частота вращения ротора компрессора, расход воздуха, температура и давление на входе и на выходе, запас по устойчивой работе. В нерегулируемом компрессоре проис-

ходит рассогласование в работе ступеней, в отдельных ступенях может происходить срыв потока.

При снижении расхода воздуха через компрессор G_v на частотах, близких к номинальным $\bar{n}_{пр} \approx 1$, например, вследствие повышения сопротивления сети (прикрытия РСА ТВД), углы атаки будут в наибольшей степени изменяться на последних ступенях из-за более крутых характеристик, т. е. именно здесь наиболее вероятно возникновение срывных явлений.

Однако вследствие того, что рассогласованность ступеней на расчетном режиме невелика, и в остальных ступенях углы атаки будут близки к критическим, поэтому срыв очень быстро (несколько сотых секунды) может распространиться на весь компрессор.

При $\bar{n}_{пр} < 0,7 \dots 0,8$ рассогласование ступеней достаточно существенно. При этом первые ступени работают с повышенными углами атаки, а последние – с пониженными.

При снижении расхода воздуха критические углы атаки будут достигаться в первых ступенях, и чем меньше частота вращения, тем это будет более вероятным.

Однако первые ступени имеют небольшие втулочные отношения \bar{d} , поэтому возникающий вращающийся срыв может оказаться неопасным для осевого компрессора в целом, но дальнейшее снижение расхода воздуха может привести к его неустойчивой работе.

При $\bar{d} = 0,3 \dots 0,6$ возможен вращающийся срыв в первых ступенях компрессора при нормальной устойчивой работе осевого компрессора в довольно широком диапазоне.

Заметим, что длительная работа компрессора при возникновении срыва в первых ступенях недопустима по условиям вибропрочности лопаток.

Обычно на характеристике компрессора выделяют три зоны (см. рис. 4.11). В заштрихованной на характеристике области при срыве в первых ступенях возможно его распространение на всю проточную часть.

На рис. 4.11 показана характеристика многоступенчатого осевого компрессора с выделенными зонами устойчивости работы. В зоне I при уменьшении расхода срыв возникает в последних ступенях. Здесь характеристика претерпевает разрыв вне границы устойчивости.

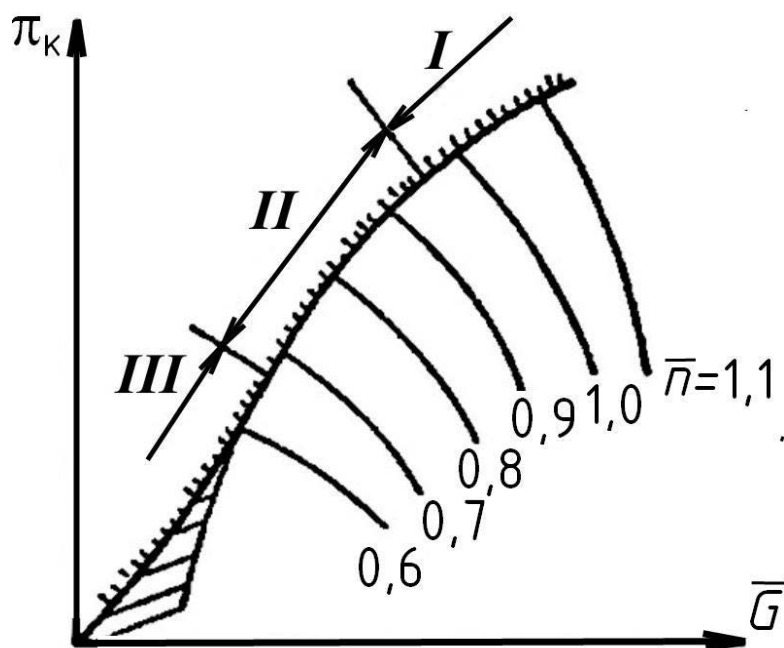


Рис. 4.11. Характеристика многоступенчатого компрессора:

I – граница устойчивой работы, определяемая срывом в последних ступенях;

II – то же при срыве в первых или средних ступенях;

III – срыв в первых ступенях при общей устойчивой работе компрессора

В зоне II нарушение устойчивости происходит в первых или средних ступенях, в дальнейшем распространяется на весь компрессор. В этой зоне за границей устойчивости характеристика также претерпевает разрыв. В зоне III при наличии вращающегося срыва в первых ступенях компрессор в целом работает устойчиво. Разрыв характеристики в этой зоне отсутствует. Вследствие этого граница устойчивой работы имеет S-образную форму.

На положение границы устойчивой работы влияют конфигурация профилей, густота решетки, степень реактивности, форма

эпюры расходной скорости и т. д. Расширению зоны устойчивой работы могут способствовать специальные мероприятия, такие как перепуск рабочего тела с корытца на спинку, установка различных гребенок, решеток ЦИАМ, перфорация над рабочими лопатками и т. д.

Можно выделить 2 режима неустойчивой работы осевого компрессора:

- 1) работа компрессора на левой части характеристики (*срыв в компрессоре или помпажный срыв*);
- 2) помпаж компрессора.

Помпажный срыв возникает при снижении расхода воздуха G_v и поддержании частоты вращения, близкой к номинальной $\bar{n}_{\text{нр}} \approx 1$, в некий момент в компрессоре возникает срыв потока. При этом резко падают давление воздуха P_2^* и расход на выходе компрессора, а давление на входе P_1^* возрастет вследствие выброса части сжатого воз-

духа через зоны срыва. Выброс сопровождается «хлопком», мощность которого зависит от оборотов.

Вращающийся срыв формируется во всех ступенях компрессора. Это проявляется в виде высокочастотных пульсаций давлений на входе P_1^* и выходе P_2^* . Средние значения этих давлений меняются незначительно.

В целом компрессор продолжает работать устойчиво, хотя и с пониженной степенью повышения давления π_k^* и КПД.

Это явление не стоит путать с явлением вращающегося срыва в отдельной ступени и помпажом компрессора.

Помпаж – это неустойчивый режим осевого компрессора и всего ГТД, возникающий при периодическом срыве потока воздуха с рабочих и направляющих лопаток. Он носит характер автоколебаний, т. е. колебаний, которые способны поддерживать сами себя.

Помпаж возникает и протекает в несколько относительно устойчивых этапов:

- вследствие снижения расхода воздуха G_v возникают локальные зоны срывов;
- при дальнейшем снижении вращающийся срыв охватывает всю длину лопатки и все поперечное сечение ступени;
- в проточной части возникают обратные токи;
- вследствие увеличения расхода поток нормализуется («подхватывается»), и ток временно восстанавливается;
- снова возникает срыв потока, и т. д.

Продолжительность периодов, частота колебаний при помпаже зависят от нагнетательного трубопровода: чем больше объем камеры за компрессором и меньше абсолютное давление в ней, тем ниже частота колебаний. Помпаж сопровождается шумовым эффектом и сильной вибрацией всех элементов конструкции и тракта.

Важным является вопрос об определении границы устойчивой работы ступени. Это понятие условно. Считают, что границей помпажа является точка (линия) на характеристике (семействе характеристик), при переходе через которую в область меньших расходов в проточной части возникают заметные колебания параметров потока, и появляется вибрация. Для каждой отдельной машины положение границы помпажа зависит не только от характеристики компрессора, но и от характеристики сети.

Помпаж возможен как на пусковых режимах, так и на переходных при резком увеличении подачи топлива в камеру сгорания и работе на максимальных режимах (вследствие рассогласования ступеней и крутых характеристик на повышенных частотах вращения). Появление сверхзвуковых скоростей на режимах перегрузки может привести первые ступени к запиранию, а последние к помпажу.

Как правило, помпаж возникает на средних и высоких частотах вращения, на которых крутизна характеристик наибольшая.

Помпаж и помпажный срыв могут иметь место на одном и том же режиме. Характер явления в большой степени зависит от внешних факторов:

- влажности воздуха;
- неравномерностей потока на входе в компрессор;
- нестационарности потока перед или за компрессором;
- искажения геометрических размеров и изменения состояния поверхности лопаток;
- высоты полета для авиационных ГТД.

Эти же факторы приводят и к изменению характеристик компрессора, т. е. изменяют запас его устойчивости.

Количественную оценку запаса устойчивости при каждом значении $\bar{n}_{пр}$ принято проводить по соотношению значений степени повышения давления π_k^* и расхода воздуха G_v в рабочей точке (индекс РТ) и на границе устойчивости (индекс ГУ). Для этого вводят следующие характеристики, которые в общем случае характеризуют запас как по степени повышения давления, так и по расходу воздуха:

- коэффициент запаса устойчивости:

$$K_y = \frac{(\pi_k^*)_{ГУ}}{(G_v)_{ГУ}} \cdot \frac{(G_v)_{РТ}}{(\pi_k^*)_{РТ}}; \quad (4.9)$$

- запас устойчивости:

$$\Delta K_y = (K_y - 1) \cdot 100 \%. \quad (4.10)$$

По имеющимся требованиям запас по устойчивости в рабочих точках должен находиться в диапазоне $\Delta K_y = 15 \dots 20 \%$, а на переходных режимах он не должен опускаться ниже, чем $\Delta K_y = 10 \%$.

Запас по устойчивости компрессора во всем диапазоне режимов определяется рабочей линией, под которой понимается совокупность установившихся режимов. На рис. 4.12 показана рабочая линия для однокомпрессорного двухвального газотурбинного двигателя. При $\pi_k \leq 5 \dots 6$ нижний предел по срыву обычно отсутствует.

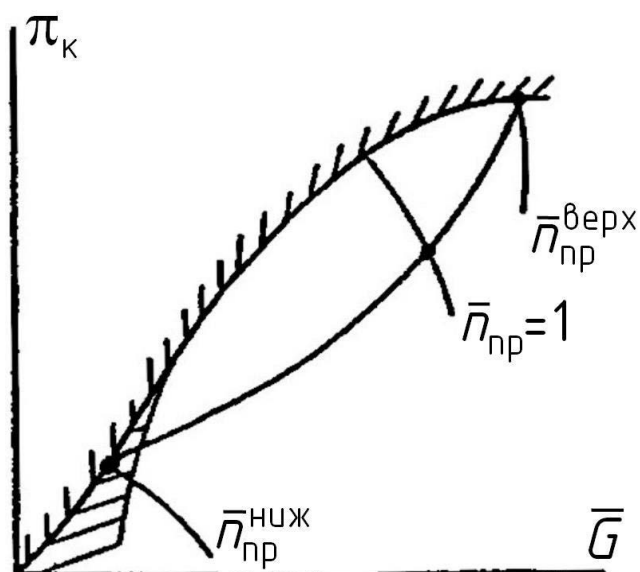


Рис. 4.12. Линия рабочих режимов однокомпрессорной двухвальной ГТУ

4.7. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ ПОМПАЖА

Помпаж является крайне неблагоприятным режимом работы компрессора и всей ГТУ в целом. Он сопровождается:

- изменением тона работы двигателя, который становится более высоким. Появляются посторонние шумы вследствие нерасчетного течения воздуха. При явном помпаже появляются хлопки;
- колебанием температуры перед турбиной с тенденцией к росту;
- повышением вибрации двигателя;
- резким снижением мощности ГТУ вследствие снижения частоты вращения, расхода воздуха и степени повышения давления.

Несвоевременное обнаружение помпажа двигателя и непринятие мер по выходу из этого режима могут привести к тяжелой аварии и даже разрушению двигателя. Как правило, при возникновении помпажа двигатель приходится аварийно останавливать — это наиболее быстрый, простой и эффективный способ выхода из этого опасного режима.

Для рассмотрения эксплуатационных способов предупреждения помпажа компрессора необходимо сначала привести факторы, которые могут вызвать это явление.

Факторы, которые могут привести к помпажу компрессора могут быть следствием как ошибок в регулировании ГТУ, так и естественных процессов, протекающих в проточной части.

К первой группе можно отнести:

- отказ автоматической системы антипомпажного регулирования;
- ошибки в регулировании. Например, при пуске ГТУ (ГТД) произошло раннее отключение пускового устройства (турбодетандера, стартера и т. д.). Это приводит к резкому увеличению подачи топлива в камеру сгорания и резкому росту температуры газа перед ТВД, в результате чего газы в камере сгорания перерасширяются и падает осевая скорость, что и приводит к помпажу.

Ко второй группе факторов относятся:

- изменение границ помпажа вследствие загрязнения проточной части, эрозийного износа лопаток и др. причин (характерно, прежде всего, для технологических компрессоров);
- попадание посторонних предметов в проточную часть, что вызывает неравномерность течения, снижение расхода воздуха и, в конечном итоге, снижение запаса устойчивости ΔK_y .

Меры предупреждения помпажа сводятся к борьбе с перечисленными факторами:

- периодические промывки проточной части компрессора в период эксплуатации и восстановление профилей лопаток в период ремонтов;
- параметрическая диагностика ГТУ, в ходе которой специальными методами определяется в том числе и смещение границы устойчивой работы на характеристике компрессора;
- различные программы регулирования, которые снижают возможность возникновения помпажа (например, ограничение темпа ускорения подачи топлива в камеру сгорания, ограничение максимальных приведенных частот вращения двигателя и т. д.).

В настоящее время существуют и автоматические способы раннего обнаружения помпажа. В качестве примера можно привести си-

стему контроля изменения температуры газов перед турбиной T_{Γ} и частоты вращения компрессора n_{κ} . Система контролирует скорость изменения этих параметров, и в случае, когда:

$$\begin{cases} \frac{dT_{\Gamma}}{dt} > 0, \\ \frac{dn_{\kappa}}{dt} < 0 \end{cases} \quad (4.11)$$

система выдает сигнал «ПОМПАЖ» и ограничивает подачу топлива в камеру сгорания.

4.8. РЕГУЛИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРОВ

До сих пор мы рассматривали работу осевого компрессора при отсутствии какого-либо регулирования.

Однако для расширения диапазона работы компрессора и избежания срывных и неустойчивых режимов применяют различные способы регулирования.

Основные цели регулирования осевых компрессоров:

- повышение запаса устойчивости компрессора на всех режимах эксплуатации;
- снижение уровня вибронапряжений в лопатках, возникающих на режимах с повышенными углами атаки;
- повышение КПД компрессора на переменных режимах;
- изменение соотношения $\bar{n}_{\text{пр}}$ и π_{κ}^* (или $G_{\text{в}}$) на рабочих режимах для улучшения тех или иных характеристик ГТУ (ГТД).

В настоящее время существует три способа регулирования осевых компрессоров:

- перепуск (сброс) воздуха из проточной части компрессора в атмосферу (выхлопной патрубок, наружный контур для авиационных ГТД);
- применение поворотных направляющих лопаток;
- применение многокаскадных кинематических схем.

Выбор способа регулирования зависит от требуемой степени повышения давления компрессора, принципиальной схемы и назначения ГТУ или ГТД.

Часто применяют сочетание способов регулирования.

4.8.1. Перепуск воздуха

Этот способ регулирования является наиболее простым по сложности исполнения.

Он находит широкое применение в газотурбинных установках и двигателях различного рода, от ГТК-10-4 и турбин ЗАО «УТЗ» до газотурбинных двигателей и мощных энергетических ГТЭ.

Для пояснения принципа работы этого способа регулирования необходимо вспомнить, что на малорасходных режимах первые ступени компрессора работают с повышенными, а последние – с пониженными углами атаки (см. раздел 4.5).

Для нормализации согласованности ступеней наиболее целесообразно организовать перепуск воздуха в средней части компрессора.

Открытие клапанов перепуска воздуха снижает сопротивление, сети на которую работают первые ступени, в результате чего расход через них возрастает, т. е. углы атаки снижаются. Расход воздуха через последние ступени наоборот падает, а углы атаки повышаются.

Таким образом, углы атаки всех ступеней компрессора приближаются к расчетным, что увеличивает КПД компрессора и его запас устойчивости. Кроме того, снижаются вибронапряжения в лопатках.

Заметим также, что при открывании клапанов перепуска воздуха требуемая работа сжатия компрессора увеличится на величину, необходимую для сжатия дополнительного расхода воздуха. Для поддержания неизменной частоты вращения ротора компрессора в камеру сгорания ГТУ требуется подвести дополнительное количество топлива. Таким образом, этот метод регулирования экономически не выгоден, так как ведет к снижению мощности (тяги) двигателя и увеличению удельного расхода топлива на режимах перепуска. Поэтому перепуск используется на кратковременных режимах компрессора.

Естественно, что положительный эффект от перепуска воздуха будет иметь место лишь при малых $\bar{n}_{пр}$, когда срыв обусловлен первыми ступенями. Именно поэтому перепуск воздуха применяется, в основном, на пусковых режимах.

Открытие клапанов перепуска воздуха высоких частотах вращения $\bar{n}_{пр}$ приведет к росту углов атаки на последних ступенях компрессора и срыву потока.

Изменение характеристики компрессора при открытии отверстий перепуска воздуха показано на рис. 4.13.

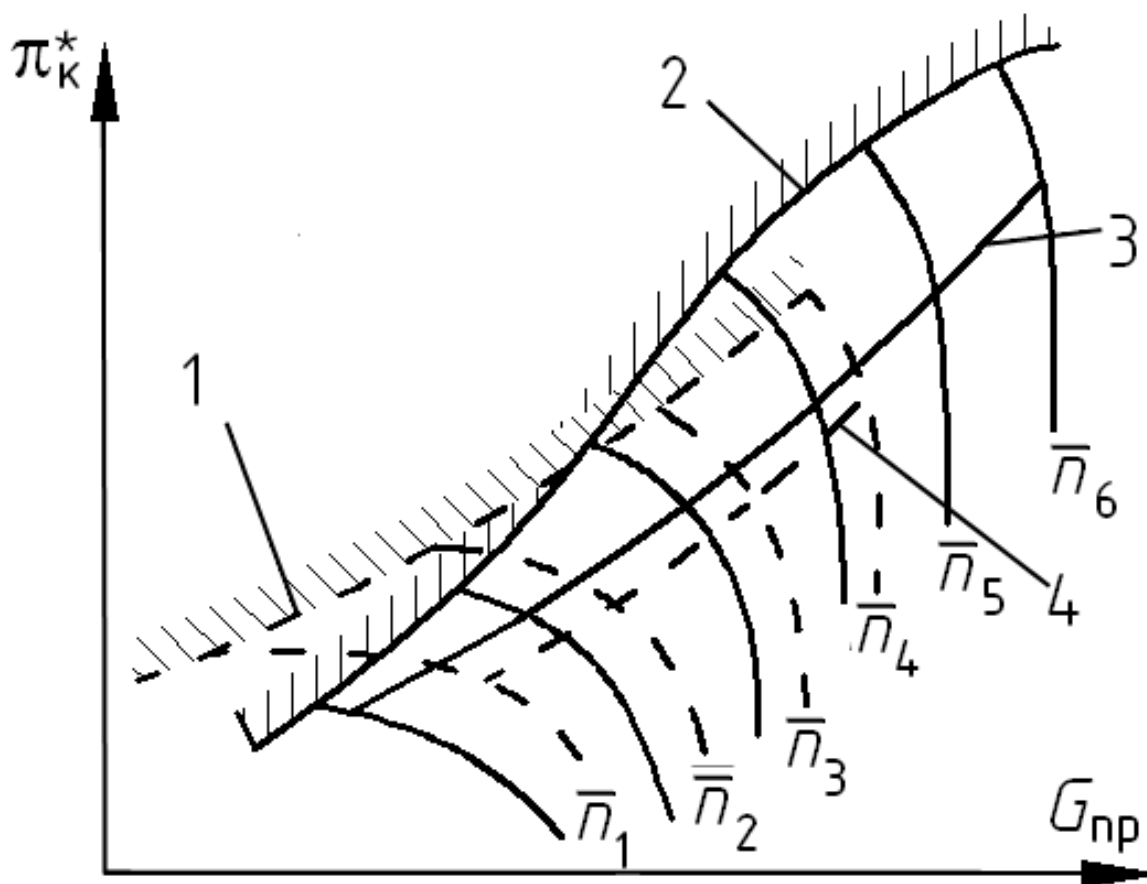


Рис. 4.13. Изменение характеристики осевого компрессора при открытии отверстий перепуска воздуха: 1 – граница устойчивости при открытых отверстиях перепуска; 2 – граница устойчивости при закрытых отверстиях перепуска; 3 и 4 – рабочие линии при закрытых и открытых отверстиях перепуска соответственно

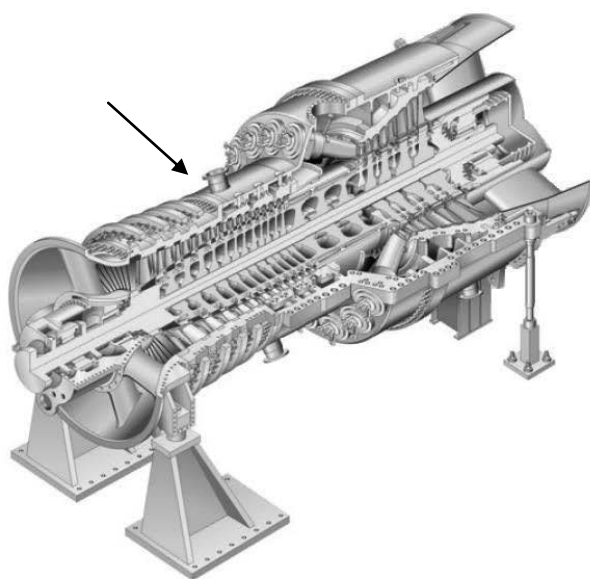
Перепуск воздуха осуществляется через отверстия в корпусе, которые закрываются и открываются по программе регулирования компрессора. Обычно через отверстия перепуска (как правило, ГТУ (ГТД) имеют несколько рядов отверстий перепуска воздуха) пропускают 15...25 % расхода воздуха через компрессор.

Открытие отверстий осуществляется разными способами: лентами, заслонками (рис. 4.14), клапанами (рис. 4.15).

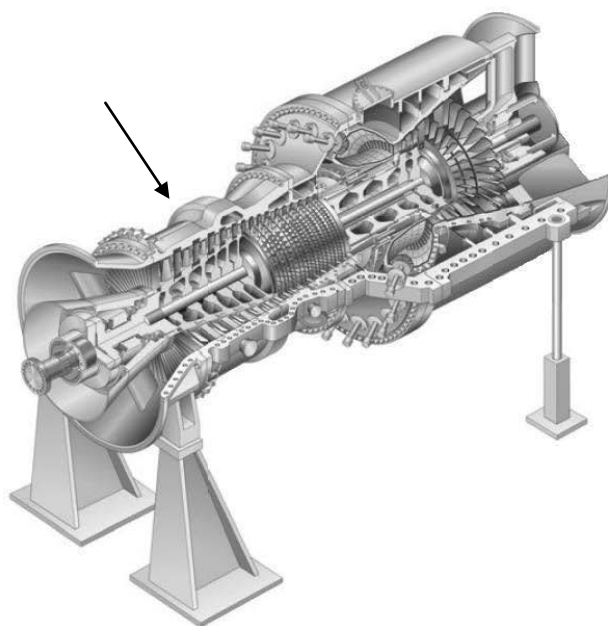
Воздух, отобранный из проточной части компрессора, сбрасывается в атмосферу (ГТУ и одноконтурные ГТД) или в проточную часть наружного контура (двухконтурные двигатели).



Рис. 4.14. Отверстия перепуска воздуха в виде поворотных заслонок в корпусе авиационного ГТД: 1 – заслонка; 2 – ось заслонки.



SGT5-8000H



SGT5-4000F

Рис. 4.15. Расположение клапанов перепуска воздуха на корпусах компрессоров мощных ГТЭ производства фирмы *SIEMENS*

На рис. 4.16 показан клапан перепуска воздуха двигателя ПС-90ГП-1. В корпусе 1 выполняют необходимое количество отверстий 3. Над отверстиями имеется кольцевой коллектор 4, на который

установлены клапаны перепуска. Клапаны перепуска 2 открываются и закрываются по заданному закону или в случае возникновения угрозы неустойчивой работы компрессора.

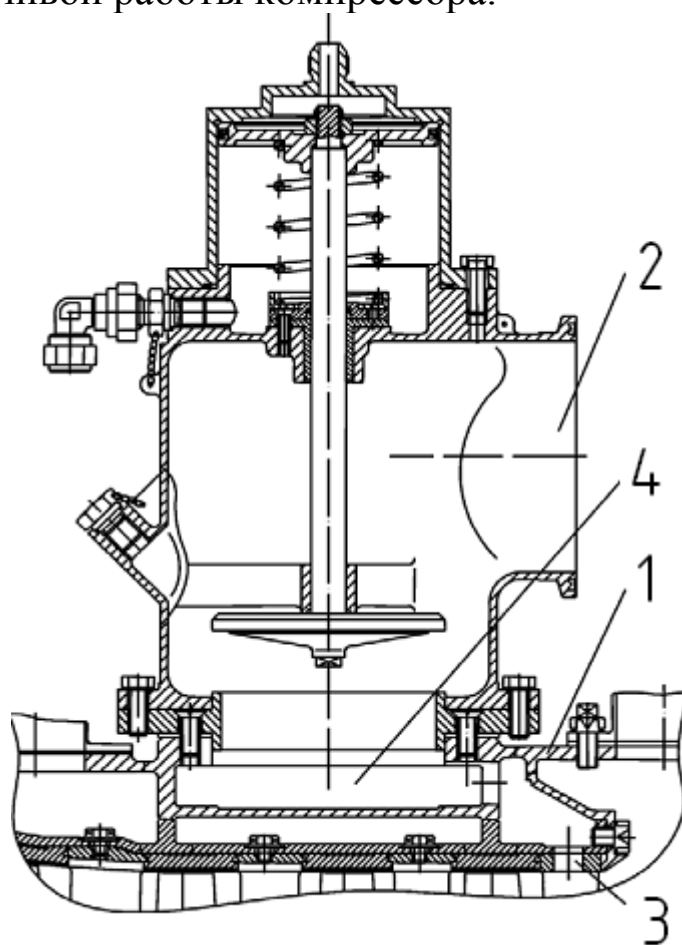


Рис. 4.16. Перепуск воздуха в компрессоре двигателя ПС-90ГП-1 с пневматическим клапаном перепуска

4.8.2. Применение поворотных направляющих лопаток

Второй по сложности способ регулирования осевых компрессоров – это выполнение поворотных направляющих лопаток.

Как правило, в ГТУ (ГТД) для регулирования компрессора применяют несколько рядов поворотных направляющих аппаратов. Обычно это направляющие аппараты первых ступеней, однако имеются конструкции авиационных ГТД, рассчитанных на большие сверхзвуковые режимы полетов, в которых одновременно используются и ПНА последних ступеней. Примером такой конструкции является двигатель АЛ-31ФЗ, где поворотными выполнены входной НА и направляющие аппараты 0–3 и 8–12 ступеней.

Количество ступеней поворотных аппаратов и диапазоны углов поворота выбираются при проектировании.

Привод механизма выбирается исходя из требуемого усилия и времени переключки в заданном диапазоне регулирования. Привод может быть гидравлическим, пневматическим или электрическим.

Переключка поворотных лопаток НА может осуществляться:

- из одного крайнего положения в другое за короткий промежуток времени (десятичные доли секунды);
- плавно, по программе регулирования, в зависимости от изменения приведенных оборотов компрессора.

Поворотные лопатки НА могут выполняться консольными или двухопорными (см. рис. 4.17).

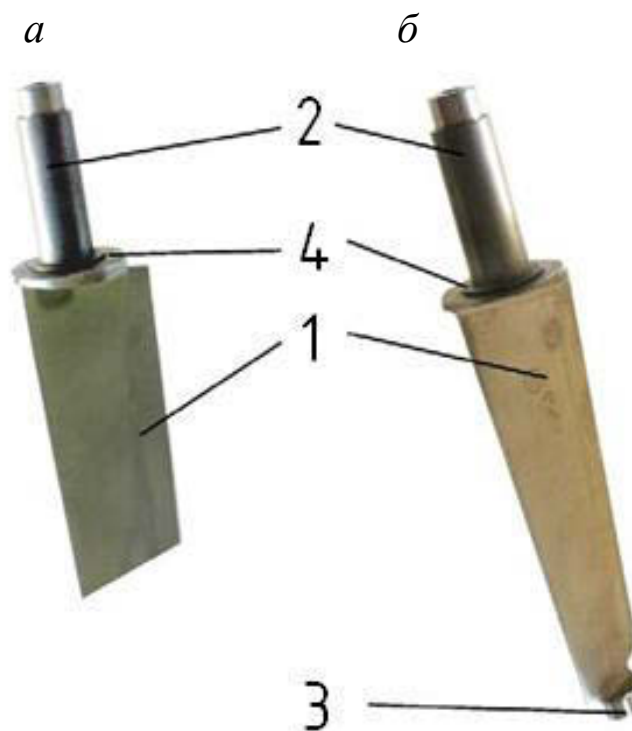


Рис. 4.17. Поворотная лопатка НА: *а* – консольная; *б* – двухопорная; 1 – перо; 2 – наружный цилиндрический хвостовик; 3 – внутренний цилиндрический хвостовик; 4 – упорный торец

Поворотные консольные лопатки имеют в периферийной части пера 1 цилиндрический хвостовик 2 (см. рис. 4.17 *а*). Лопатка устанавливается в корпус изнутри до упора в торец 4. С наружной части корпуса на лопатку устанавливается рычаг (позиция 2 на рис. 4.18), фиксирующий ее от выпадения и осуществляющий поворот лопатки.

Двухопорные поворотные НА (рис. 4.17 *б*) конструктивно несколько сложнее консольных, однако, позволяют решить проблему обеспечения динамической прочности НА. Поэтому двухопорные лопатки в первую очередь применяются в первых ступенях компрессоров, где лопатки имеют большое относительное удлинение.

На втулочной части пера лопаток этих ВНА имеется второй цилиндрический хвостовик, который позволяет закрепить лопатку во внутреннем кольце. Для компенсации несоосности цилиндрических отверстий в корпусе и внутреннем кольце на хвостовики лопаток устанавливаются сферические подшипники, значительно снижающие усилия поворота лопаток.

На рис. 4.18 показан привод лопаток ВНА. К осям каждой лопатки 3 крепится поворотный рычаг 2, который через тягу 4 связан с поворотным кольцом 1. При необходимости изменения расхода воздуха кольцо 1 поворачивается с помощью тяг и электродвигателя с редуктором; при этом поворачиваются одновременно все рычаги 2 и соответственно лопатки ВНА 5.

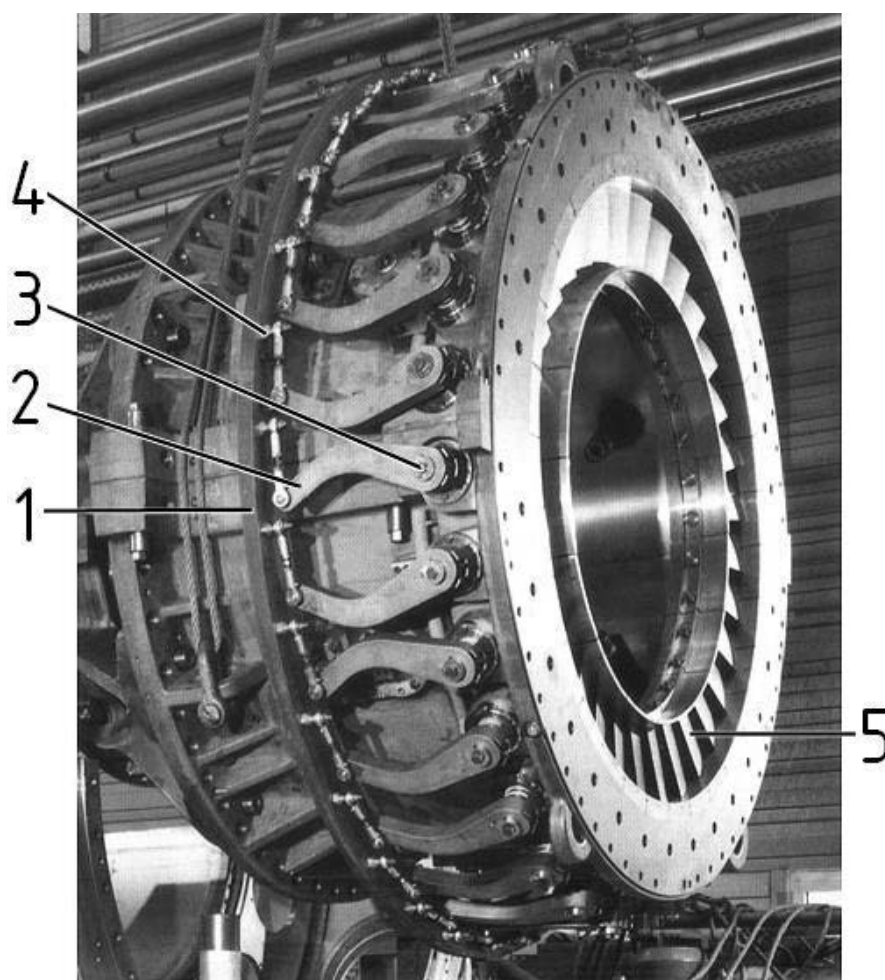


Рис. 4.18. Устройство входного поворотного направляющего аппарата ГТУ фирмы *General Electric*:

1 – поворотное кольцо; 2 – поворотный рычаг; 3 – ось поворотной лопатки НА;
4 – тяга; 5 – поворотная лопатка НА

На рис. 4.19 приведен пример выполнения нескольких рядов поворотных направляющих аппаратов первых ступеней компрессора.

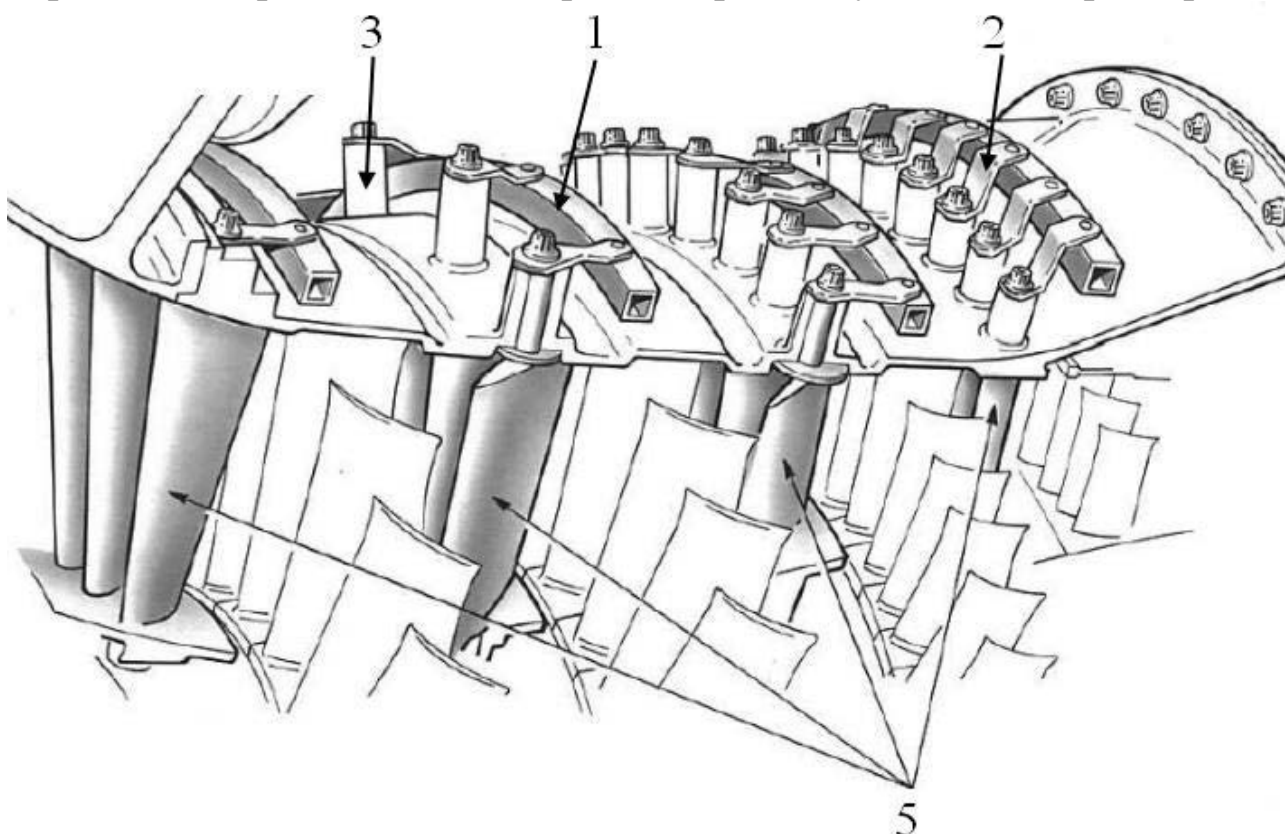


Рис. 4.19. Пример конструктивного исполнения первых ступеней осевого компрессора с поворотными НА.
Обозначения аналогичны рис. 4.18

Корпус с регулируемыми НА чаще всего выполняют с горизонтальным разъемом для облегчения сборки компрессора.

В одноступенчатых вентиляторах авиационных ГТД применяют в некоторых случаях поворотные рабочие лопатки – для реверса двигателя и снижения авторотации двигателя в полете при его отказе.

Рассмотрим для примера работу входного поворотного аппарата.

Допустим, степень компрессора работает с повышенными углами атаки (см. рис. 4.20). При условии постоянства частоты вращения компрессора для снижения угла атаки необходимо повернуть ВНА в направлении прикрытия, т. е. снизить угол установки направляющего аппарата и уменьшить проходную площадь сечения. Прикрытие ВНА приводит также к снижению закрутки потока в рабочем колесе Δw_u , а значит, напора ступени L_u и работы, затрачиваемой на привод ком-

прессора, что благоприятно сказывается на мощности, потребляемой для прокрутки компрессора во время пуска.

Поворот лопаток на прикрытие, т. е. снижение угла, Однако РВНА оказывает положительное влияние лишь на первые ступени, поэтому его применяют вместе с перепуском воздуха.

В ряде случаев, во избежание существенных углов атаки на сам направляющий аппарат, его выполняют с поворотом только выходных кромок (см. рис. 4.20 б).

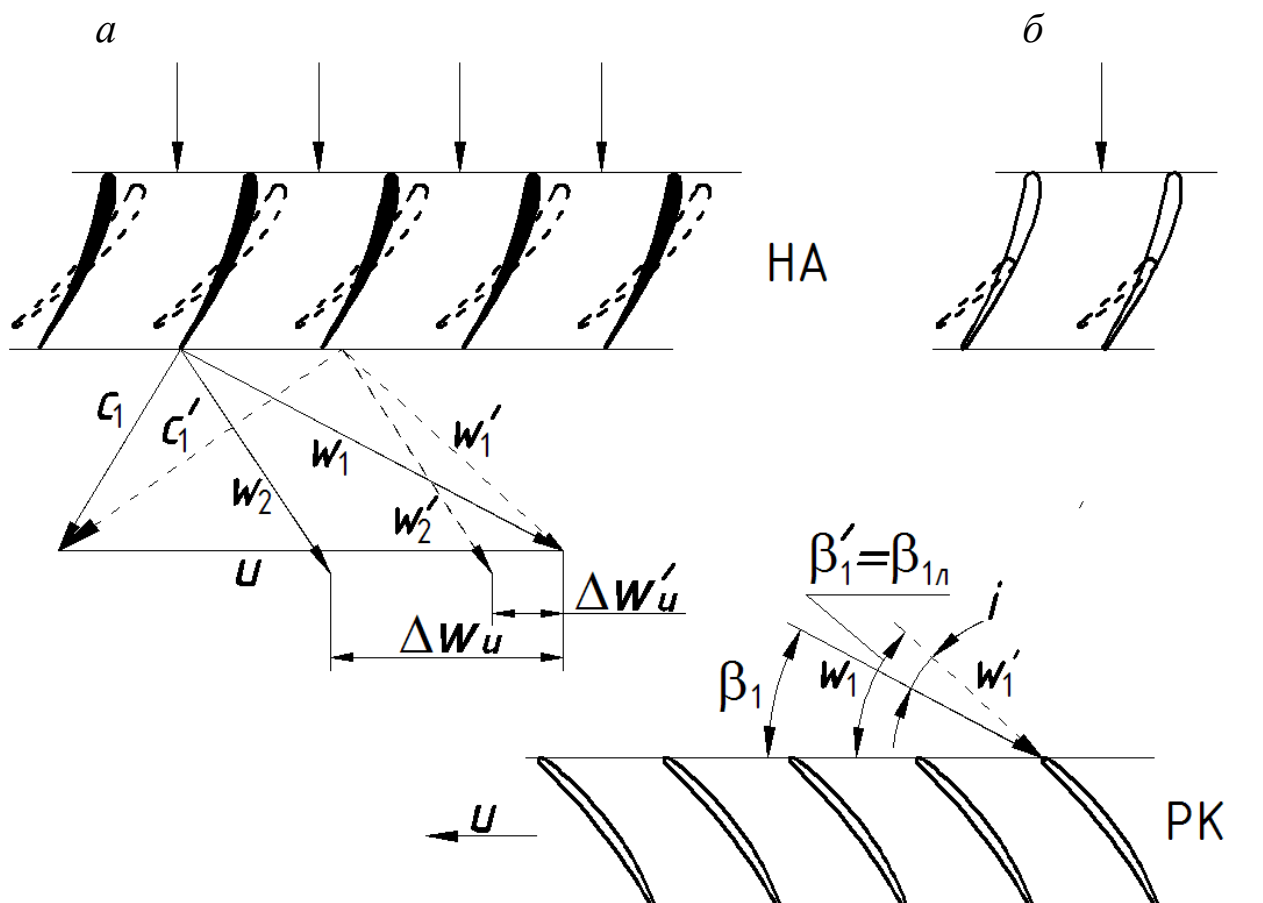


Рис. 4.20. К объяснению влияния поворота лопаток ВНА на угол атаки в рабочих лопатках ступени компрессора: а – схема поворота лопаток ВНА; б – ВНА с лопатками переменной кривизны

4.8.3. Применение многокаскадных осевых компрессоров

Это наиболее эффективный и в то же время наиболее сложный по исполнению способ регулирования осевого компрессор.

Компрессор с высоким расчетным значением степени повышения давления π_k^* делят на каскады с меньшими степенями повышения

давления. Это позволяет снизить число ступеней на каскад и рассогласованность между ступенями каскада.

Каскадом называют группу ступеней, установленных на одном валу и приводимых отдельной турбиной. Каскады связаны между собой только газодинамически.

На рис. 4.21 показана принципиальная кинематическая схема двухкаскадного компрессора. Видно, что двигатель выполняется по принципу «вал в валу», т. е. вал каскада высокого давления выполняется полым и внутри него проходит вал каскада низкого давления.

Наиболее частое применение такие схемы нашли в авиационных и судовых ГТД. Однако и в стационарных ГТУ такие конструкции встречаются (например, ГТН-25 НЗЛ).

В силу высокой сложности исполнения трехкаскадные компрессоры применяются реже, хотя можно привести довольно много примеров ГТД, выполненных по такой схеме (отечественные авиационные двигатели: Д-18Т, Д-36, НК-25; двигатель *Rolls-Royce RB211* и др.).

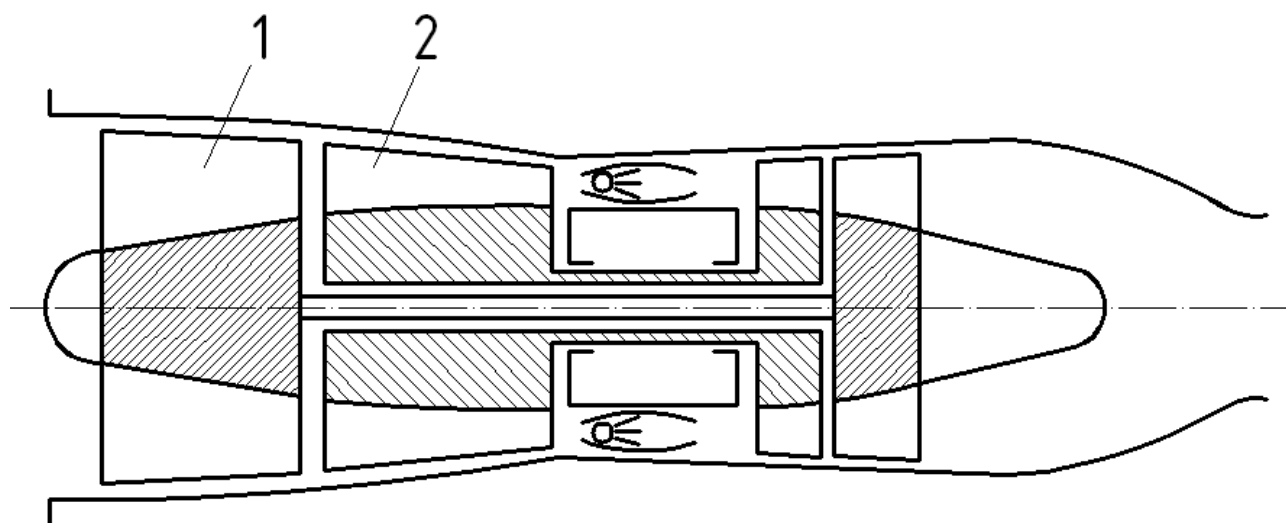


Рис. 4.21. Принципиальная схема двухкаскадного компрессора:
1 – компрессор низкого давления (КНД); 2 – компрессор высокого давления (КВД)

Рассогласование ступеней разных каскадов на переменных режимах может быть уменьшено естественным или принудительным изменением частот вращения валов.

Рассмотрим работу двухкаскадного компрессора с естественным регулированием частот вращения.

В разделе 4.5 была описана работа однокаскадного компрессора при снижении приведенной частоты вращения и расхода воздуха. Первые ступени такого компрессора будут работать с повышенными углами атаки, а последние – с пониженными (см. рис. 4.9).

Из рис. 4.9 видно, что поток в первых ступенях натекает на крытце профиля, т. е. тормозит его, кроме того, увеличивается закрутка потока в рабочем венце $\Delta\beta$. В последних ступенях процесс идет в обратную сторону. Проще говоря, нагрузка на первые ступени возрастает, а на последние снижается.

При двухвальной схеме исполнения компрессора это приведет к снижению частоты вращения вала низкого давления и повышению частоты вала высокого давления, что является естественной реакцией на повышение и понижение мощности, подводимой к КНД и КВД соответственно. Это будет означать увеличение *скольжения роторов* s .

Скольжением роторов называют отношение частоты вращения высокочастотного вала (КВД) к частоте низкочастотного вала (КНД):

$$s = \frac{n_2}{n_1}. \quad (4.42)$$

Снижение (повышение) частоты вращения будет означает снижение (повышение) углов атаки, т. е. будет достигнут именно тот эффект, который необходим для повышения запаса устойчивости ΔK_y . Произойдет это естественным образом.

Благодаря скольжению роторов устойчивость двухкаскадного компрессора выше, чем у однокаскадного на ту же степень повышения давления π_k^* .

Характеристика двухвального компрессора фактически будет состоять из характеристик двух компрессоров: КНД и КВД.

В силу того, что КНД имеет более низкую частоту вращения и более высокие объемные расходы воздуха, чем КВД, его характеристика всегда будет иметь более пологий характер (рис. 4.22).

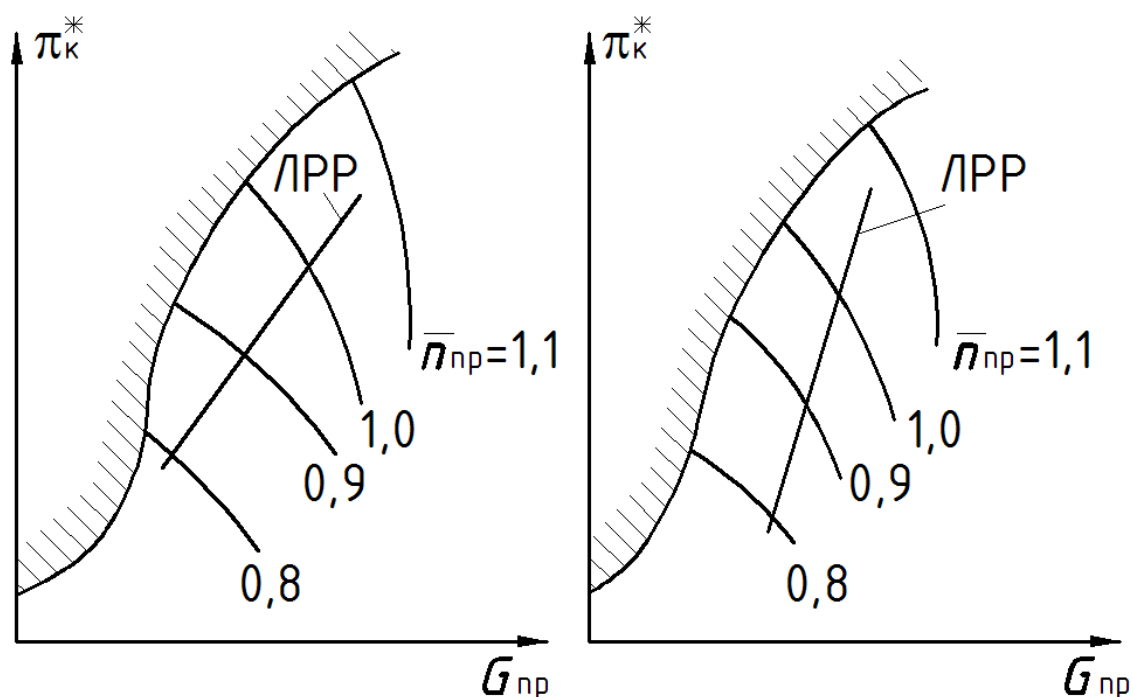


Рис. 4.22. Характеристики КНД и КВД двухкаскадного компрессора с указанием расположения линии рабочих режимов

На переменных режимах работы теплоперепад и мощность турбины низкого давления (ТНД), приводящей компрессор низкого давления, изменяются больше, чем у турбины высокого давления (ТВД), поэтому и КНД работает в условиях более глубокого изменения напора и оборотов.

Однако более пологая характеристика КНД способствует такой работе, при сохранении запаса устойчивости ΔK_y на достаточном уровне.

4.9. РАБОТА КОМПРЕССОРА ПРИ ВПРЫСКЕ ОБЕССОЛЕННОЙ ВОДЫ В ПРОТОЧНУЮ ЧАСТЬ

Из курса термодинамики известно, что работа сжатия осевого компрессора пропорциональна начальной температуре в цикле.

Одним из способов снижения работы сжатия в компрессоре является впрыск воды в проточную часть.

Впрыск может осуществляться как на всасе компрессора, так и в промежуточные ступени.

Размер капель воды при впрыске не должен превышать 10...20 мкм во избежание эрозийного износа лопаток. Количество впрыскиваемой воды достигает 2,5 % от расхода воздуха.

При впрыске воды в проточную часть компрессора может быть достигнуто увеличение мощности ГТУ до 10 % (относительных). Экономичность в простом цикле растет незначительно, а может даже снижаться, что связано с необходимостью подвода дополнительного количества тепла в камеру сгорания при впрыске. Наибольший выигрыш в экономичности может быть достигнут при регенеративном цикле ГТУ.

Кроме того, при впрыске снижается содержание NO_x в выхлопе ГТУ, но возможно увеличение содержания окиси углерода CO .

В настоящее время впрыск воды не нашел широкого применения в приводных ГТУ, т. к. для его осуществления необходима дорогостоящая система водоподготовки. Однако он является достаточно перспективным для применения в энергетических ГТУ, в том числе работающих в парогазовом цикле.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Что такое характеристика ОК? Как ее строят?
2. Что такое приведенные параметры и зачем они нужны?
3. Изобразите характеристику ОК в параметрах подобия.
4. Какие срывные и неустойчивые режимы работы выделяют для отдельных ступеней и ОК в целом?
5. В чем разница совместной работы ступеней компрессоров приводных и мощных энергетических ГТУ (ГТД)?
6. Что такое оптимальный режим работы ОК?
7. С какими углами атаки работают первые (последние) ступени компрессора приводной ГТУ на оптимальном режиме при расходе меньше номинального?
8. С какими углами атаки работают первые (последние) ступени компрессора энергетической ГТЭ на оптимальном режиме при расходе больше номинального?
9. Какие методы предупреждения помпажа Вы можете назвать?
10. Назовите основные способы регулирования осевых компрессоров. Поясните принцип их действия.

5. МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОМПРЕССОРОВ

Проектирование компрессорной машины является трудоемким процессом, в ходе которого необходимо найти компромисс между целым рядом противоречащих друг другу требований: прочностью лопаток и их аэродинамическим совершенством, снижением массы двигателя и его динамической надежностью, удельной мощностью и ресурсом и т. д.

Для понимания принципиальных проблем проектирования обратимся к требованиям, предъявляемым для компрессоров в составе ГТУ или других технологических циклов.

Обеспечение заданного расхода с заданным давлением на выходе. Работа, подводимая в ступени, в общем случае является функцией от угла поворота потока и окружной скорости (см. 2.35). При одинаковом угле поворота в венце окружная скорость будет являться функцией, зависящей от радиуса и частоты вращения. В свою очередь от радиуса будет зависеть высота лопатки. Таким образом, требуется тщательная работа на этапе проектирования для достижения удачного компромисса между максимальной частотой вращения (с целью максимизации u), минимальными вторичными потерями (которые обратно пропорционально зависят от высоты лопатки) и достаточным запасом прочности элементов ротора и лопаточного аппарата.

Обеспечение требуемых массогабаритных характеристик компрессора и обеспечение заданного запаса газодинамической устойчивости в широком диапазоне режимов. В общем случае запас устойчивости ГТУ зависит от согласованности ступеней и распределения работы сжатия между ступенями и отсеками. Согласованность работы ступеней многоступенчатого компрессора накладывает высокие требования на точность расчетных методик, поскольку имеет место накопительный эффект погрешностей при расчете. Итогом применения несовершенных методик расчета могут стать высокие временные и материальные затраты на доводку натурного образца. Также на устойчивость могут влиять надстройка дополнительных ступеней компрессора и применение поворотных направляющих аппаратов как первых, так и последних ступеней.

Частота вращения. При проектировании осевого компрессора, как правило, этот параметр является заранее определенным по ре-

зультатам расчета приводящей турбины или, например, когда ведется проектирование энергетической ГТУ.

Количество ступеней. Рост количества ступеней позволяет выполнить их менее нагруженными, а значит, имеется возможность достижения большего запаса газодинамической устойчивости, а также больших значений КПД каждой ступени по отдельности. При этом КПД всего компрессора не всегда возрастает, поскольку с ростом числа ступеней увеличивается и площадь поверхности трения газа об элементы конструкции. На выбор оптимальных параметров также может повлиять масса проектируемого изделия.

Например, в практике проектирования авиационных двигателей известны случаи использования одноступенчатого высоконапорного вентилятора с меньшей эффективностью и той же степенью повышения давления, что и у двухступенчатого аналога. При этом существенно сокращалась масса вентилятора (почти в два раза), что для авиационных ГТД положительно отражалось на потреблении топлива и тем самым оправдывало пониженный КПД одноступенчатого вентилятора.

Проектирование компрессора может быть основано либо на моделировании ранее отработанных образцов, в том числе с надстройкой дополнительных ступеней, либо на высокоточных расчетных методиках, позволяющих на этапе проектирования оценить все технические и эксплуатационные качества проектируемого изделия. В настоящее время можно выделить 4 основных метода проектирования осевых компрессоров:

1. Метод полного моделирования. В качестве прототипа выбирается уже отработанный компрессор или его отсек и новый компрессор создается на основе теории подобия.

2. Метод модельных ступеней (частичное моделирование). Используются эксплуатационные данные по характеристикам отдельных ступеней с последующим учетом данных по их взаимному влиянию. Помимо комбинации ступеней в компрессоростроении часто используется комбинация отсеков ступеней, взятых с определенным коэффициентом моделирования от уже отработанных и зарекомендовавших себя машин.

3. Метод расчета по данным продувок плоских решеток. Использовался долгое время при создании новых компрессоров. Базируется на экспериментальных данных продувок, поскольку провести

полное моделирование течения воздуха в проточной части компрессора стало возможно только при достаточном развитии компьютерных средств моделирования.

4. Проектирование компрессора на основе математического моделирования. Подобные техники в настоящее время используются при создании современных компрессоров, т. к. позволяют получать надежные отработанные агрегаты при сравнительно невысоких материальных затратах.

5.1. МЕТОД ПОЛНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Данный метод предусматривает выполнение проточной части натурного (проектируемого) компрессора в масштабе к модельному (прототипу).

Задача сводится к определению коэффициента моделирования m .

На характеристике модельного компрессора выбирается некоторая точка (например, А или Б) (см. рис. 5.1). Она будет определять расход воздуха G_B , степень повышения давления π_k^* , КПД η_k^* , частоту вращения n , запас устойчивости компрессора K_y .

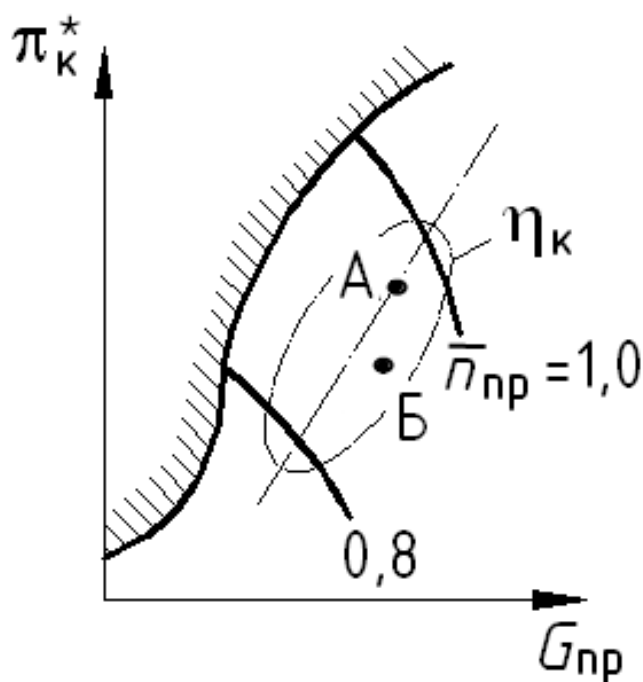


Рис. 5.1. К выбору точки на характеристике модельного компрессора в процессе моделирования

При моделировании полагают, что $(\pi_k^*)_{\text{нат}} = (\pi_k^*)_{\text{мод}}$ и $u_{\text{нат}} = u_{\text{мод}}$, т. е. $D_{\text{нат}} u_{\text{нат}} = D_{\text{мод}} u_{\text{мод}}$.

Тогда коэффициент моделирования будет равен:

$$m = \frac{D_{\text{нат}}}{D_{\text{мод}}} = \frac{n_{\text{мод}}}{n_{\text{нат}}}. \quad (5.1)$$

Можно так же записать:

$$\frac{G_{\text{нат}}}{G_{\text{мод}}} = \left(\frac{D_{\text{нат}}}{D_{\text{мод}}} \right)^2 = \left(\frac{n_{\text{мод}}}{n_{\text{нат}}} \right)^2 = m^2 \quad (5.2)$$

или

$$m = \sqrt{\frac{G_{\text{нат}}}{G_{\text{мод}}}}. \quad (5.3)$$

На основе данных соотношений вычисляются новые размеры проточной части натурального компрессора.

В качестве примера такого подхода к проектированию можно привести одноступенчатые компрессоры газотурбинных установок производства ЗАО «УТЗ» мощностью 6, 16 и 25 МВт.

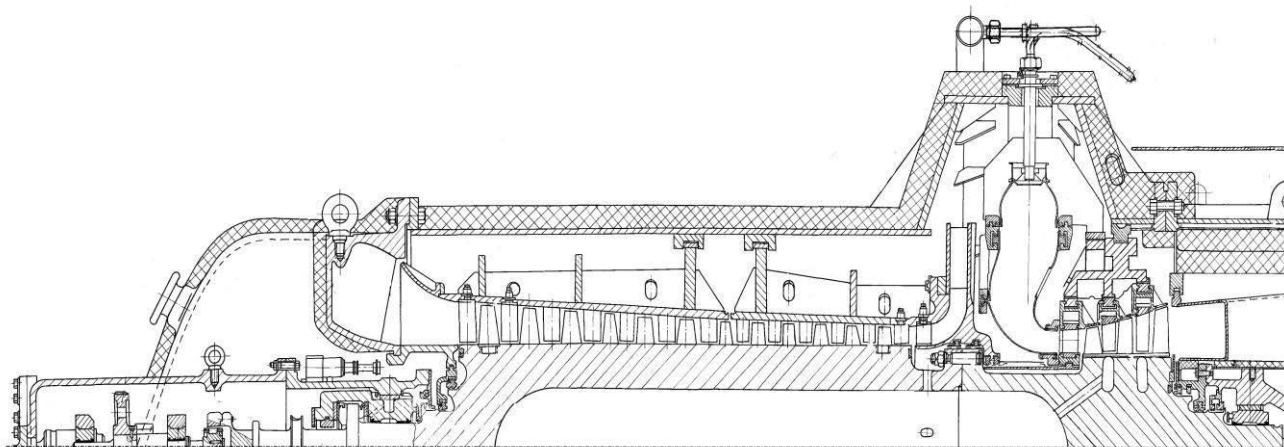
В ходе проектирования часто имеет место необходимость получения более высокой степени повышения давления в натурном компрессоре по сравнению с модельным. В этом случае к модельному компрессору добавляют несколько ступеней спереди или сзади.

При добавлении хвостовых ступеней увеличивается степень повышения давления, однако расход воздуха и частота вращения остаются неизменными. При этом суммарная степень повышения давления будет равна произведению степени повышения давления модельного компрессора на степень повышения давления добавленных ступеней $\pi_{\text{доб.ст}}^*$:

$$\pi_{\text{нат}}^* = \pi_{\text{мод}}^* \cdot \pi_{\text{доб.ст}}^*. \quad (5.4)$$

Чаще в ходе моделирования добавляют ступени в начале проточной части. Развитие таких компрессоров очень хорошо прослеживается по конструкции ГТУ. В качестве примера можно привести компрессоры ГТУ производства ЗАО «УТЗ»: ГТН-6 и его развитие ГТН-16. Компрессор ГТН-16 создан на основе компрессора ГТН-6 с добавлением трех ступеней на всасе (рис. 5.2). Суммарная степень повышения давления также будет равна произведению степени повышения давления модельного компрессора на степень повышения давления добавленных ступеней.

a



б

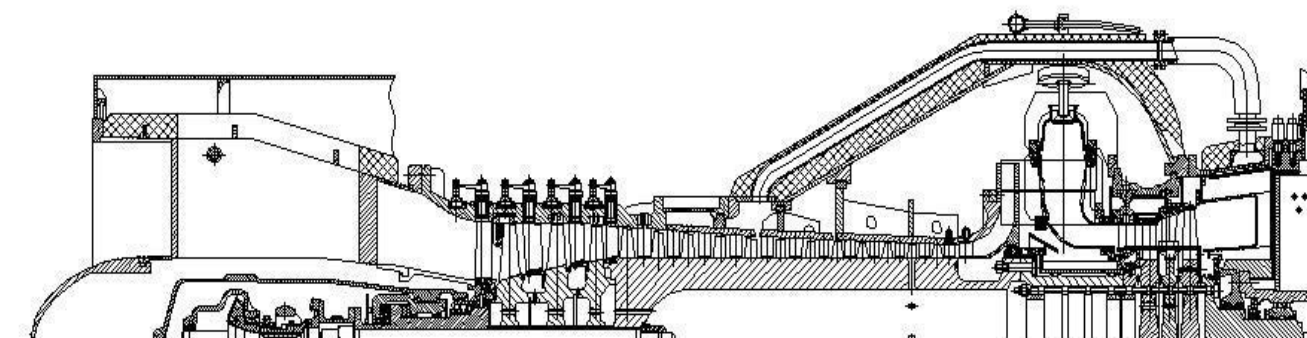


Рис. 5.2. Газотурбинные установки производства ЗАО «УТЗ»:

a – ГТН-6; *б* – ГТН-16

Предвключенные ступени могут быть транс- и сверхзвуковыми.

Однако при выполнении предвключенных ступеней изменяются и расход рабочего тела, и частота вращения ротора модельного компрессора, т. е. изменяется его характеристика. Это происходит в силу того, что температура перед моделируемой проточной частью (взятой у модельного компрессора) изменится на величину:

$$T_2 = \frac{T_1}{(\pi_{\text{доб.ст}}^*)^{\frac{n-1}{n}}}, \quad (5.5)$$

где n – показатель политропы (1,45...1,48).

Для определения остальных параметров пользуются следующими соотношениями с использованием коэффициента моделирования:

$$n_{\text{нат}} = \frac{n_{\text{мод}}}{m} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}}; \quad (5.6.)$$

$$G_{\text{нат}} = m^2 G_{\text{мод}} \frac{p_1}{p_2} \sqrt{\frac{T_1}{T_2}}. \quad (5.7)$$

Метод полного моделирования довольно прост в применении и обеспечивает достаточно высокие технические показатели при проектировании компрессоров. Однако в случае создания новых конструкций компрессоров он не применим.

Методы моделирования широко используются не только отечественными, но зарубежными производителями газовых турбин. В конструкциях газотурбинных установок разных серий и разной мощности таких производителей как SIEMENS, GE, Mitsubishi и др. хорошо прослеживается преемственность конструкций и подходов к проектированию осевых компрессоров.

5.2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРА НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Проектирование современных многоступенчатых компрессоров представляет собой сложную многоплановую задачу. Для ее решения необходимо использование математических моделей различного уровня. В общем случае принято выделять три этапа процесса проектирования, отличающихся между собой постановкой задачи, достигаемыми целями и глубиной проработки вопроса. Принципиальной особенностью рассматриваемых подходов является то, что на каждом этапе предусмотрена оптимизация получаемых параметров, которая может осуществляться как простым перебором вариантов, так и на основе применения специальных математических методов поиска экстремумов.

Один из подходов к проектированию компрессоров можно представить в виде блок-схемы (рис. 5.3). Представленная методология проектирования осевых компрессоров принята в ЦИАМ имени П. И. Баранова и соответствует мировому уровню подходов к решению рассматриваемой задачи.

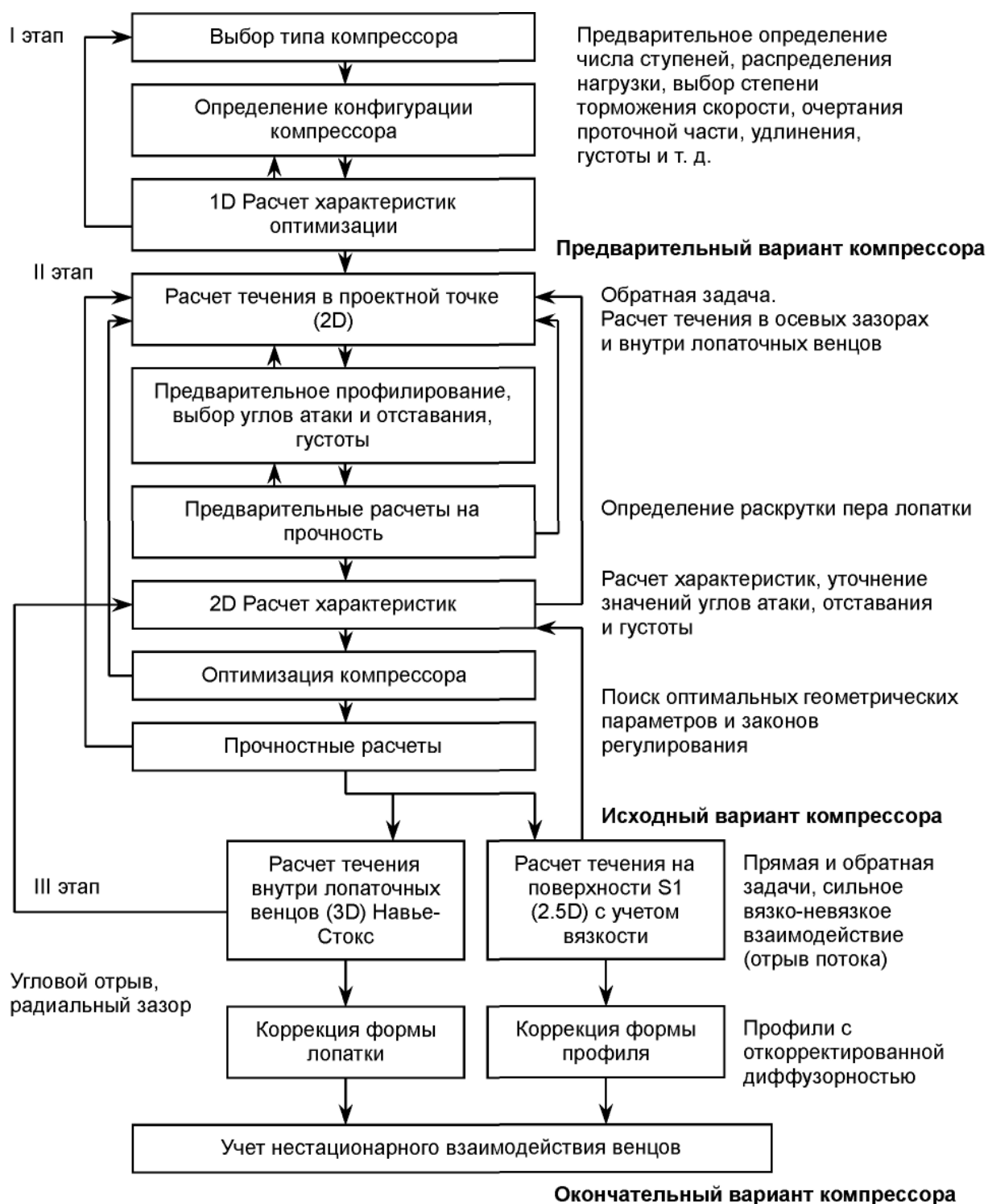


Рис. 5.3. Методология аэродинамического проектирования компрессоров

5.2.1. Проектирование по параметрам на среднем диаметре

Согласно представленной схеме на первом этапе проектирования предварительно определяется облик компрессора. Для этого необходимо рассмотреть большое количество его вариантов. Целесообразным оказывается применение простейших, т. е. одномерных ма-

тематических моделей компрессора. С их помощью устанавливаются число и тип ступеней, распределение аэродинамической и энергетической нагруженности по ступеням, размеры и форма проточной части, удлинение лопаток, средняя по их высоте густота решеток и т. д.

В аэродинамике принципиально разделяют два типа задач: прямой (расчет параметров течения при известной геометрии лопаток) и обратный (формирование профиля, позволяющего достичь требуемых параметров потока). При этом методы математического моделирования в основном направлены на решение прямой задачи. Решение обратной задачи в большинстве случаев является итеративным процессом, при котором целью является максимизация искомой функции (например, КПД), полученной при расчете прямой задачи. Часто такой процесс связан с процессами автоматической оптимизации, что позволяет аналитическим путем находить максимумы критериальных функций в пространстве исследуемых переменных.

Проектировочный расчет представляет собой решение обратной задачи газодинамики, в результате которого находятся не только ожидаемые суммарные параметры проектируемого компрессора (в первом приближении), но и геометрические параметры лопаточных венцов. Последние необходимы для предварительного расчета характеристик компрессора – также в одномерном приближении. Такой расчет нужен для определения пригодности компрессора к его использованию на нерасчетных режимах.

Кроме того, уже на первом этапе проектирования возникает потребность в выборе направляющих аппаратов с поворотными лопатками компрессора и законов их регулирования.

Следует подчеркнуть, что проектирование в одномерном приближении целесообразно только в тех случаях, когда компрессор должен иметь сравнительно высокий относительный диаметр втулки на входе ($\bar{d}_{вх} > 0,5$) при умеренных значениях приведенной окружной скорости вращения ротора $u_k = 400$ м/с), в основном присущих компрессорам газогенераторов современных турбореактивных двухконтурных двигателей.

Компрессоры низкого давления (вентиляторы двухконтурных ГТД) отличаются малым относительным диаметром втулки ($\bar{d}_{вх} \approx 0,3$ и менее) и большой высотой лопаток со значительным радиальным изменением их параметров и характеристик решеток. В связи с этим существенную роль здесь играют пространственные эф-

факты, которые не могут быть учтены в одномерных моделях. Поэтому для КНД (вентиляторов) этап одномерного проектирования, как правило, исключается.

В общем случае результаты одномерного проектирования имеют как самостоятельное значение, так и могут использоваться в качестве исходных данных для следующего этапа разработки проекта.

На этапе одномерного расчета рассматриваются только сечения на входе и выходе из каждого венца.

Сама форма профиля на данном этапе задается опосредованно, через функциональные зависимости потерь от углов поворота, атаки, отставания, числа Маха и температуры на входе. Именно эти зависимости и используются при решении прямой одномерной задачи: на основании выбранных углов, скоростей и относительных геометрических параметров (например, густоты венцов) проводится анализ работоспособности компрессора в заданном диапазоне режимов работы. Делаются соответствующие выводы, вносятся коррективы в модель, и расчет проводится повторно. Целевыми функциями при этом являются степень повышения давления, отдаленность рабочей точки от границы помпажа на всех рабочих частотах вращения, а также эффективность компрессора.

Исходными данными для этого расчета являются полное давление и температура торможения потока на входе в компрессор, расход воздуха, заданная степень повышения давления, частота вращения ротора, некоторые данные о размерах проточной части, а также желаемое распределение коэффициента затраченной работы по ступеням.

Переход к этапу создания двигателей нового поколения отмечался появлением всеобщей тенденции к повышению средней энергетической нагруженности ступеней компрессора для уменьшения их числа. Ее реализация проходила двумя путями. Один из них был основан на стремлении увеличить коэффициенты теоретического напора равномерно во всех ступенях. Этому случаю соответствует так называемое «классическое» распределение коэффициентов теоретического напора по ступеням компрессора (рис. 3.4). Такое распределение объясняется вполне очевидными соображениями. Относительно низкие значения \bar{N}_T у первых ступеней компрессора выбираются во избежание сочетания высокой аэродинамической нагруженности лопаточных венцов (т. е. большого поворота потока в их решетках профилей) с высоким уровнем скоростей обтекания лопаток.

Кроме того, выбору больших значений \bar{N}_T в первых ступенях препятствуют трудности, связанные с обеспечением равномерного распределения напора по высоте лопаток, поскольку при малом значении относительного диаметра втулки в корневых сечениях лопаток углы поворота потока оказываются чрезмерно большими.

От ступени к ступени растет температура потока и соответственно снижаются числа Маха (M). Благодаря этому появляется возможность повышения аэродинамической нагруженности лопаточных венцов средних ступеней компрессора без увеличения гидравлических потерь в их элементах.

Обязательным требованием, предъявляемым к компрессорам высокого давления ГТД, является ограничение числа M потока на выходе и обеспечение там осевого направления скорости. Для благоприятной организации горения в камере сгорания, как правило, принимаются значения числа $M_{K.вых} \leq 0,32$. В связи с этим необходимо, чтобы торможение потока в группе последних ступеней было быстрым, а их коэффициенты расхода \bar{c}_a низкими. Соответственно, чтобы не выходить за пределы допустимого уровня критерия $1/\bar{c}_a$, характеризующего аэродинамическую нагруженность, приходится в значительной степени снижать в них значения коэффициентов теоретического напора.

По «классической» схеме было осуществлено распределение коэффициентов напора в компрессорах практически всех важнейших двигателей до четвертого поколения включительно.

Отличительной особенностью второго способа уменьшения числа ступеней является использование в качестве первой из них специальной высоконапорной широкохордной ступени, у которой значения коэффициентов теоретического напора превышают уровень

$= 0,5$. Уже имеются успехи в проектировании и практической реализации ступеней такого типа. Очевидное преимущество этого способа – возможность применения хорошо освоенных и практически отработанных ступеней с умеренной аэродинамической нагруженностью в сочетании с первой высоконагруженной ступенью. Он находит все более широкое распространение при разработке компрессоров перспективных двигателей.

Во многих ведущих двигателестроительных ОКБ России и стран СНГ с установившейся собственной методологией проектирования компрессоров специалисты предпочитают «классическую» схему

распределения теоретического напора по ступеням и воздерживаются от применения ступеней со сверхвысокой аэродинамической нагруженностью, опасаясь того, что специфические особенности таких ступеней вызовут дополнительные конструктивные, технологические и эксплуатационные трудности.

Сравнительный анализ преимуществ и недостатков компрессоров, имеющих тот или иной из рассмотренных вариантов распределения коэффициентов \bar{H}_T по ступеням, может проводиться и на основе одномерной модели.

5.2.2. Расчет характеристик компрессора

Метод расчета характеристик компрессора включает в себя два этапа. На первом из них по конструктивным параметрам лопаточных венцов определяются параметры ступеней на оптимальном режиме – коэффициент расхода \bar{c}_{a0} , коэффициент теоретического напора \bar{H}_{T0} максимальный КПД $(\eta_{ад}^*)_{\max}$.

При нерасчетных значениях $\bar{n} = n / n_{расч}$ и расхода G по относительному коэффициенту расхода $\nu = \bar{c}_a / \bar{c}_{a0}$ из обобщенных графиков определяются функции $\bar{\eta}(\nu)$ и $\bar{H}_T(\nu)$, по которым вычисляются значения адиабатического КПД и коэффициента теоретического напора.

Характеристика ступени в соответствии с особенностями течения условно разделена на следующие участки:

- I – влево от оптимума до границы срыва потока;
- II – от оптимума до начала критических режимов;
- III – работа ступени за границей срыва;
- IV – начало критических режимов, характеризующихся резким ростом потерь, и вертикальная ветвь (область «запирания»);
- V – область режимов авторотации ($\bar{H}_T = 0$) и турбинные режимы.

На каждом из этих участков применяется свой метод расчета. Для каждого из участков I–III имеется свое обобщение для функции $\bar{\eta}(\nu)$.

Граница срыва ступени $_{срыв}$ определяется по критерию аэродинамической нагруженности лопаточного венца. Этот критерий вы-

числяется в каждой текущей точке характеристики, и если в одном из венцов он достиг критического значения, то эта точка является границей срыва ступени.

Если режим работы данного венца находится в промежутке между критическим и максимальным режимами (участок IV), то на параметры ступени, полученные по обобщенным характеристикам, также вводятся поправки, зависящие от $\bar{c}_a/(\bar{c}_a)_{кр}$. Так же (через потери в венцах) проводится расчет и на турбинных режимах.

Расчет каждой ступени компрессора проводится последовательно по одному из алгоритмов в зависимости от того, какому участку характеристики соответствует ее коэффициент расхода. После расчета всех ступеней вычисляется суммарная степень повышения давления компрессора.

5.2.3. Расчет на базе осесимметричной модели (двумерный расчет)

В основу второго этапа положено решение обратной задачи расчета осесимметричного течения в проектной точке. Естественно, что кинематика потока должна обеспечивать подвод и преобразование энергии, необходимой для получения заданных суммарных параметров компрессора и его элементов. Смысл проектирования, в конечном счете, состоит в определении конструктивных параметров компрессора (включая координаты профилей), обеспечивающих реализацию расчетного поля течения. Начальные значения геометрических параметров находятся исходя из имеющегося опыта, однако уже на этой стадии предусматриваются расчетная проверка прочности наиболее ответственных деталей (лопаток и дисков ротора) и, при необходимости, коррекция их геометрии и повторный расчет течения.

Аэродинамическое совершенство турбомшины находится в прямой зависимости от полноты расчетных исследований. В связи с этим при проектировании компрессоров и вентиляторов в ЦИАМ существуют два подхода к разработке их осесимметричных математических моделей для решения обратной задачи течения. Один из них предусматривает получение структуры течения в межвенцовых зазорах (первый вариант), другой – и в промежуточных сечениях лопаточных венцов (второй вариант). В принципе каждый из них может использоваться самостоятельно, однако нередко оказывается плодотворным их совместное использование, поскольку они могут рас-

сматриваться как дополнение один к другому. Преимущество первого из них состоит в том, что на его основе могут быть получены количественные сданные о гидравлических потерях и КПД венцов в различных сечениях по радиусу. При реализации второго подхода эта информация должна задаваться в качестве исходных данных. Его очевидным преимуществом является возможность получения данных о течении во всей области от входа в венец до выхода из него.

Важнейшей частью работ на втором этапе проектирования компрессора является расчет его характеристик на основе осесимметричной математической модели. Метод и алгоритм ее разработки основаны на решении прямой задачи течения в компрессоре. Наряду с данными о суммарных параметрах они позволяют получить представление о характере течения в каждом межвенцовом зазоре в различных сечениях по радиусу, качестве взаимного согласования элементов компрессора, об удаленности режимов течения от оптимальных, данные о КПД ступеней в различных сечениях по радиусу, а также сведения об уровне аэродинамической и энергетической нагруженности различных решеток профилей.

Аэродинамическое совершенство проектируемого компрессора зависит от большого количества геометрических параметров. Для минимизации роли субъективных факторов, связанных с индивидуальным опытом проектировщика, часто стараются предусмотреть возможность формализованной оптимизации определяющих факторов. В процессе такой оптимизации может быть выявлена целесообразность корректировки геометрических параметров компрессора, а, следовательно, может потребоваться проведение итераций, направленных на принятие компромиссных решений, обеспечивающих улучшение аэродинамики компрессора при достаточной прочности его ответственных деталей.

В качестве исходной информации на этом этапе проектирования используются суммарные параметры компрессора (G_B , π_K^* , n) и данные, полученные при одномерном расчете: средние параметры ступеней и размеры проточной части компрессора.

Средние параметры ступеней (затраченная работа, густота лопаточных венцов, закрутка потока) распределяются по радиусу по определенным законам на основе имеющегося опыта.

Граничными условиями являются:

- на входе в компрессор – заданное радиальное распределение полного давления, температуры торможения и угла потока;
- на выходе из компрессора – заданное радиальное распределение угла потока, постоянство статического давления и равенство суммарного расхода воздуха в струйках тока проектному значению G_B .

Для решения обратной задачи определения параметров потока в расчетных сечениях (межвенцовых зазорах компрессора) используется система газодинамических уравнений для идеального газа, включающая дифференциальное уравнение движения и эмпирические соотношения для нахождения потерь в лопаточных венцах, для турбулентного смешения потока, для учета влияния радиальных зазоров на параметры компрессора и т. д.

В результате решения обратной задачи определяются параметры потока в межвенцовых зазорах осевого компрессора, осредненные и распределенные параметры лопаточных венцов, ступеней и компрессора в целом, в том числе его суммарные параметры – степень повышения полного давления и изоэнтальпический КПД.

На данном этапе проектирования определяются углы атаки и отставания потока по тем же формулам, что и в одномерной модели. Их значения используются для нахождения конструктивных параметров лопаточных венцов (профилирования лопаток).

Расчет характеристик и оптимизация осевого компрессора на основе его осесимметричной математической модели при прямой постановке задачи имеет самостоятельное значение для анализа течения в проточной части компрессора. Кроме того, она используется в задачах идентификации и численной оптимизации.

При расчете сложной пространственной картины течения в многоступенчатом осевом компрессоре (прямая задача) осуществляются расчеты:

- двумерного осесимметричного течения невязкого газа;
- характеристик решеток на поверхностях вращения, включая концевые зоны, для чего используются обобщенные эмпирические данные по плоским решеткам, сечениям венцов и ступеням, а также результаты специально поставленных опытов для исследования течения в концевых областях;

– газодинамических параметров в пределах пристеночного пограничного слоя с учетом влияния вторичных перетеканий и радиального зазора на потери и углы отставания потока.

С учетом практических задач оптимизации многоступенчатого осевого компрессора (МОК) возможны три постановки задач для однокритериального и многокритериального поисков:

– многокритериальная задача оптимизации очертания проточной части многоступенчатого осевого компрессора (МОК) и геометрических параметров венцов на стадии его проектирования;

– задача оптимизации геометрических параметров венцов МОК на стадии его доводки;

– задача поиска оптимального управления МОК путем поворота его венцов.

Для создания оптимального по эффективности газодинамического проекта компрессора на основе решения многокритериальной задачи оптимизации в качестве частных критериев могут рассматриваться значения интегрального КПД компрессора на заданных наиболее важных режимах работы.

В качестве варьируемых параметров следует выбирать такие, которые оказывают наибольшее влияние на КПД компрессора: наружные и внутренние диаметры, формирующие меридиональное очертание проточной части компрессора; геометрические углы лопаток; густота решетки, величины, характеризующие форму профилей.

Задачи оптимизации характеризуются большой размерностью (до 150 и более варьируемых параметров), топологической сложностью оптимизируемой функции (априорно неизвестного класса) и налагаемых на нее ограничений, а также существенными затратами времени при расчетах на ЭВМ.

5.2.4. 3D-расчет вязкого течения в лопаточных венцах

В соответствии с рассматриваемой методологией на третьем этапе предусматривается дальнейшая оптимизация компрессора, основанная на совершенствовании аэродинамики трехмерного вязкого течения. Для этого используются программные комплексы, в которых реализовано решение уравнений Навье – Стокса. На этом этапе может также применяться квазитрехмерный подход, базирующийся на расчете вязкого потока в межлопаточном канале в слоях переменной

толщины, выделяемых на различных участках по радиусу. Для этого предварительно проводится расчет трехмерного невязкого потока.

В результате направленного численного анализа в решетках лопаточных венцов стандартные профили заменяются профилями с «откорректированной диффузорностью» с такой структурой течения, в которой минимизируются все виды гидравлических потерь.

В рассмотренную методологию проектирования осевых компрессоров можно внести любые усовершенствования, поскольку существующие в ней модули и расчетные блоки могут заменяться или дополняться другими. В частности, в ней предусмотрена возможность учета в будущем нестационарного взаимодействия вращающихся и неподвижных лопаточных венцов. Возможность существенного улучшения аэродинамики компрессора таким путем доказана физическими исследованиями на различных модельных объектах.

В данном случае граничными условиями для прямой задачи являются параметры на входе в компрессор: температура, полное давление, а также статическое давление (либо расход) на выходе. При правильной настройке модели можно с высокой точностью получить параметры потока в проточной части, увидеть области отрывных течений, сверхзвуковые зоны, а также в целом провести более подробную оптимизацию пространственных форм лопаточного аппарата.

В качестве граничных условий задаются углы потока в окружающем направлении и в меридиональной плоскости в направлении от втулки к периферии, распределение по радиусу полного давления и температуры. На выходе должно задаваться статическое давление на втулке, а его распределение от втулки к периферии определяется из уравнения радиального равновесия. Граничное условие на стенке – прилипание, на периодической границе – периодичность.

5.2.5. Прочностные расчеты

Большое влияние на форму лопаток оказывают требования прочности. Основными здесь являются воздействие центробежных сил, а также периодические газодинамические силы (связанные с прохождением лопаток через кромочный след или явлением флаттера), частота которых может совпасть с резонансной частотой лопаток и вызвать их усталостное разрушение. Важной особенностью на этом этапе является выбор способа закрепления лопаток.

Подводя итог, следует отметить, что усложнение расчетной модели (от одномерной к трехмерной) не всегда приводит к пропорциональному росту эффективности компрессора. Так, учет течений в двухмерной модели позволяет достигнуть прироста КПД в 3...5 % по сравнению с одномерной моделью и цилиндрическими лопатками. Но корректировка пространственных течений по трехмерной модели с внесением корректировок в закон радиального формирования лопатки (использование навалов и пр.) может дать прирост не более 1...3 %. При этом усложнение модели ведет к многократному увеличению требуемого расчетного времени.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Какие существуют методы проектирования ОК?
2. Каковы границы применимости каждого из методов проектирования ОК?
3. Поясните принцип создания компрессора методом полного моделирования.
4. Какие параметры и характеристики компрессора и его элементов являются ключевыми? Меняются ли они в зависимости от назначения компрессора?
5. Объясните взаимосвязь между количеством ступеней компрессора и его эффективностью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Казанджан П. К. Теория авиационных двигателей. Теория лопаточных машин : учебник для студентов, обучающихся по специальности «Эксплуатация летательных аппаратов и двигателей» / П. К. Казанджан, Н. Д. Тихонов, А. К. Янко; под ред. П. К. Казанджана. М. : Машиностроение, 1983.
2. Нечаев Ю. Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. 1 / Ю. Н. Нечаев, Р. М. Федоров. М. : Машиностроение, 1977.
3. Арсеньев А. В. Стационарные газотурбинные установки : справочник / А. В. Арсеньев, В. Г. Тырышкин. М. : Машиностроение, 1989.
4. Иноземцев А. А. Газотурбинные двигатели / А. А. Иноземцев, В. Л. Сандрацкий. Пермь : ОАО «Авиадвигатель», 2006.
5. Ревзин Б. С. Энергетические газотурбинные установки стационарного типа / Б. С. Ревзин, О. В. Комаров. Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2008.
6. Паровые и газовые турбины для электростанций : учебник для вузов / А. Г. Костюк, В. В. Фролов, А. Е. Булкин, А. Д. Трухний; под ред. А. Г. Костюка. 3-е изд., перераб. и доп.. М. : Издательский дом МЭИ, 2008.
7. Цанев С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций : учеб. пособие / С. В. Цанев, В. Д. Буров., А. Н. Ремезов; под ред. С. В. Цанева. М. : Издательство МЭИ, 2002.
8. Емин О. Н. Выбор параметров и газодинамический расчет осевых компрессоров и турбин авиационных ГТД : учеб. пособие / О. Н. Емин, В. Н. Карасев, Ю. А. Ржавин; под ред. Ю. А. Ржавина. М. : Издательство МАИ, 2003.
9. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров / Н. Кампсти. М. : Мир, 2000.
10. Гостелуу Дж. Аэродинамика решеток турбомашин. / Дж. Гостелуу. М. : Мир, 1987.
11. Гельмедов Ф. Ш. Методология проектирования осевого компрессора / Ф. Ш. Гельмедов, В. И. Милешин, Н. Г. Сачкова, В. С. Сальников, В. С. Талызина // Теплоэнергетика, 2002. № 9. С. 19–28.

Учебное издание

Кистойчев Александр Владимирович

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА
ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ГТУ**

Редактор *В. О. Корионова*

Компьютерный набор *А. В. Кистойчева*

Компьютерная верстка *Е. В. Суховой*

Подписано в печать 13.02.2013. Формат 60×90 1/16.

Бумага писчая. Плоская печать. Усл. печ. л. 7,5.

Уч.-изд. л. 6,0. Тираж 100 экз. Заказ № 214.

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: 8(343)375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620075, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: 8(343) 350-56-64, 350-90-13
Факс: 8(343) 358-93-06
E-mail: press-urfu@mail.ru

